

## 高速列车关键力学问题研究

杨国伟<sup>1</sup> 魏宇杰<sup>1,†</sup> 赵桂林<sup>1</sup> 刘玉标<sup>1</sup> 张莹莹<sup>1</sup> 邢云林<sup>1</sup>  
曾晓辉<sup>1</sup> 赖 姜<sup>1</sup> 吴 晗<sup>1</sup> 陈启生<sup>1</sup> 刘秋生<sup>1</sup> 李家春<sup>1</sup>  
胡开鑫<sup>1</sup> 杨中平<sup>2</sup> 刘文正<sup>2</sup> 王文静<sup>2</sup> 孙守光<sup>2</sup> 张卫华<sup>3</sup>  
周 宁<sup>3</sup> 李瑞平<sup>3</sup> 吕青松<sup>3</sup> 金学松<sup>3</sup> 温泽峰<sup>3</sup> 肖新标<sup>3</sup>  
赵 鑫<sup>3</sup> 崔大宾<sup>3</sup> 吴 兵<sup>3</sup> 钟硕乔<sup>3</sup> 周 信<sup>3</sup>

<sup>1</sup> 中国科学院力学研究所, 北京 100190

<sup>2</sup> 北京交通大学, 北京 100044

<sup>3</sup> 西南交通大学, 成都 610031

**摘 要** 在过去 10 年时间, 中国和谐号系列高速列车经历了一系列速度上的飞跃. 在最初引进消化吸收基础上, 研制了新一代高速列车并大规模投入运营, 伴随这一过程的大量试验与工程实践, 大大促进了对高速铁路这样一个车-线-网-气流强耦合的复杂大系统中的关键力学问题的深入理解和全面研究. 该文将从 6 个方面对高速列车研制和运行过程中的典型力学问题的研究进展以及未来的研究方向做一个梳理. 考虑到这样一个大系统的复杂性, 同时也为了使对高速列车感兴趣的技术与科研人员对这些力学问题有一个比较全面的认识, 文中将分别就高速列车的空气动力学、弓网关系、车体振动与车体模态设计、车体运行稳定性、高速轮轨关系、关键结构的运行可靠性和列车噪声等方面的研究进行总结和展望. 同时也对中国及国际高速列车发展趋势及其中的力学问题做了一个简要介绍.

收稿日期: 2013-12-09; 录用日期: 2014-06-24; 在线出版时间: 2014-11-21

<sup>†</sup> E-mail: yujie\_wei@lnm.imech.ac.cn

引用方式: 杨国伟, 魏宇杰, 赵桂林, 等. 高速列车关键力学问题研究. 力学进展, 2015, 45: 201507

Yang G W, Wei Y J, Zhao G L, et al. Current research progress in the mechanics of high speed rails. *Advances in Mechanics*, 2015, 45: 201507

© 2015《力学进展》版权所有

**关键词** 高速列车, 空气动力学, 弓网关系, 车体振动, 运行稳定性, 轮轨关系, 结构可靠性, 噪声

**中图分类号:** U238 **文献标识码:** A **DOI:** 10.6052/1000-0992-13-091

## 目录

1 前言.....(219)	5 高速列车车辆动力学.....(346)
2 高速列车空气动力学.....(226)	5.1 引言
2.1 引言	5.2 车辆动力学分析方法
2.2 高速列车气动阻力	5.3 蛇行运动稳定性
2.3 高速列车诱导的流动	5.4 乘坐舒适性
2.4 高速列车交会气动效应	5.5 车辆特性对系统动力学性能的影响
2.5 高速列车横风气动效应	5.6 车辆轨道耦合
2.6 高速列车隧道气动效应	5.7 减振
2.7 本节小结	5.8 本节小结
3 高速弓网关系.....(282)	6 高速列车结构疲劳可靠性... (385)
3.1 引言	6.1 引言
3.2 弓网关系关键问题	6.2 结构疲劳可靠性研究方法
3.3 高速弓网系统的结构及类型	6.3 结构动应力测试与疲劳评估
4 高速轮轨关系.....(311)	6.4 结构载荷与载荷谱
4.1 引言	6.5 本节小结
4.2 高速轮轨关系问题一般描述	7 高速列车噪声.....(401)
4.3 轮轨滚动接触基本理论	7.1 引言
4.4 高速轮轨型面匹配设计平台	7.2 高速列车气动噪声评估
4.5 高速轮轨滚动黏着理论和机理问题	7.3 本节小结
4.6 高速轮轨磨损和滚动接触疲劳问题	8 结束语.....(417)
4.7 高速轮轨噪声问题	致谢.....(420)
4.8 本节小结	参考文献.....(421)

## 1 前言\*

在过去 10 年时间, 中国和谐号系列高速列车经历了一系列速度上的飞跃: 从 2007 年最高运营速度为 250 km/h, 到 2008 年最高运营速度为 350 km/h 等级的京津城际、武广、郑西、沪宁城际等高速铁路, 以及现阶段普遍以最高速度为 300 km/h 稳定运行的多条高速铁路线路. 据国际铁路联盟 (International Union of Railways) 统计, 截至 2014 年 3 月, 中国是世界上运营里程最长的国家, 为 11 028 km, 约占世界总里程的 50%. 与公路和航空等交通方式相比, 高速铁路具有速度快、运量大、效率高、占地少、能耗低等综合优势, 高速铁路在未来世界交通运输体系中将发挥越来越重要的骨干作用. 在中国, 高速铁路已经当之无愧地成为国家客运交通中的最重要组成部分之一.

高速列车作为高速铁路系统的核心装备, 针对其运动稳定性、运行平稳性和安全性的动力学性能的力学研究一直是世界高速列车界的重要研究课题. 中国高速列车力学问题的研究, 相比于日本、德国、法国等, 起步要晚很多. 与此相对照的是中国的高速列车运营里程已经达到 10 463 km (截止 2013 年 12 月中旬), 约占世界总里程的 50%. 在最初的引进消化吸收基础上, 以及国家高速铁路的大区域、长时间运行过程中, 积累了大量的试验成果与工程实践经验, 也促进了对高速铁路这样一个车-线-网-气流强耦合的复杂大系统中的关键力学问题的理解和研究的全面提升 (沈志云 1996). 这一过程是在过去的 10 年时间里通过国家的技术引进、消化吸收、科技创新的政策得以实现的. 如果说过去的 10 年时间在研究方向上还可以借鉴其他国家的研究方向与动态, 那现在将需要依据国家高速铁路的大区域、长时间运行这样一个国情来开展前沿研究, 也意味着之后的研究必将进入引领阶段. 因此在这个时刻总结并讨论中国高速列车发展以及相应的研究方向具有重要现实意义.

高速列车是靠受电弓从接触网获取电能, 通过轮轨关系实现列车的导向和支撑, 并在电机的驱动下通过轮轨黏着获得牵引力, 然后克服气动阻力来实现高速运行的. 对于中低速列车, 通常情况下, 由于列车最高运营速度远小于接触网波动速度, 即波速利用率远小于 0.7, 离线和断流现象不易发生; 同时, 由于气动阻力与列车运行速度的平方成正比, 中低速列车的气动阻力占总阻力的比例较小, 无需特别考虑列车头型及外形的流线型设计, 也无需特别考虑列车交会压力波、气动噪声对列车平稳性和舒适性的影响. 总之, 对于中低速列车而言, 弓网关系 (受电弓与接触网) 和流固耦合关系 (列车与气流) 不是制约列车最高运行速度、影响列车运动行为的主要因素. 然而, 随

\* 本节撰写人: 杨中平, 刘文正, 赵桂林, 魏宇杰<sup>1</sup>

<sup>1</sup> E-mail: yujie\_wei@lnm.imech.ac.cn

着列车运行速度的提高, 高速列车的气动阻力、气动噪声和气动激扰急剧增大, 弓网耦合振动可能带来更频繁的离线和断流, 影响受流质量. 弓网关系、流固耦合关系与轮轨关系一样, 也成为制约高速列车最高运行速度, 影响动力学性能的主要因素. 事实上, 从世界最早的新干线列车开始至今, 轮轨关系、弓网关系和流固耦合关系便一直是高速列车的三大基础力学研究问题.

从力学研究的角度看, 高速列车的轮轨关系属于典型的接触力学的研究范畴, 弓网关系属于结构力学的研究范畴, 而流固耦合关系则属于流体力学的研究范畴. 下面, 将分述国内外针对这三大关系的研究概况.

**轮轨关系** 由于高速列车的牵引与制动力都依赖轮轨黏着获得, 因此轮轨黏着机理和黏着特性是轮轨关系的首要研究问题. Carter 是轮轨滚动接触理论的创始人, 20 世纪 20 年代, 他假设钢轨为弹性半空间, 利用 Hertz 理论解决了二维弹性体滚动接触问题 (Carter 1926, 金学松等 2001), 目前仍可用来分析纵向轮轨力. 20 世纪中叶, Johnson (1958) 将 Carter 的研究推广到三维情形, 研究了圆形接触区的三维滚动接触, 并首先将自旋概念引入到滚动接触研究中. 1964 年, Vermeulen 将该模型从圆形接触区推广到椭圆接触区. 其后, Kalker (1964) 对轮轨蠕滑理论做出了重要贡献. 他先后提出了圆形和椭圆形接触区滚动接触线性理论, 但该理论只适用于小蠕滑和小自旋情况, 与实际的轮轨接触情况有较大差别. 为此 Kalker (1973) 一方面进行了滚动接触的简化理论研究, 开发了 FASTSIM 仿真程序, 一定程度上满足了工程精度的要求; 另一方面, 他也在继续进行轮轨弹性滚动接触精确理论的研究, 先后开发了 DUVOROL 和 CONTACT 等计算程序, 可求解 Hertz 和非 Hertz 接触问题 (Kalker 1988). Kalker 提出的这些理论及程序已广泛应用于车辆系统动力学的建模和快速数值仿真中. 1983 年, 沈志云改进了 Vermeulen-Johnson 的三次曲线型蠕滑率/力计算模型 (Shen et al. 1983), 在国际上得到广泛应用, 后来又在 Kalker 简化理论的基础上提出了一种非稳态快速轮轨力计算模型. 此后, 西南交通大学、中国铁道科学研究院等单位的研究人员对轮轨滚动接触理论进行了全面深入的研究, 取得了一系列成果 (陈厚熹 1997, 金学松等 1996). 主要是推广和发展了 Kalker 最新理论, 修改了 CONTACT 程序; 发展了轮轨滚动接触问题的有限元和边界元方法, 可考虑材料的非线性及塑性变形; 深入研究了水、油等轮轨间第三介质的影响. 由于理论模型中难以考虑诸多的复杂因素, 世界各国学者在进行理论研究的同时也在积极开展相关的试验研究 (Brickle 1973, Sciammarella et al. 1979). 从 20 世纪 70 年代开始, 英国、法国等国的研究人员分别采用圆盘试验装置、圆柱型踏面独立轮对试验装置等不同装置进行了滚动接触试验, 并与理论结果进行了对比分析. 日本学者 Matsumoto 等利用滚动试验台和等比例转向架进行了轮轨滚动接触纵横向蠕滑力试验. 西南交通大学牵引动力国家实验室也建立了滚动试验台, 用原型尺寸试验模型进行了多种试验, 有力促进了轮轨滚动接触理论的发展.

研究高速列车轮轨黏着特性主要是研究黏着系数与其影响因素之间的关系。20世纪50年代末期,原日本铁道技术研究所(现财团法人铁道综合技术研究所)的研究人员为了给新干线系列列车的牵引和制动系统提供设计依据,分别利用车轮直径400 mm、最高速度250 km/h的小型黏着试验台和1:1比例、最高速度200 km/h的大型试验台研究了速度、钢轨干燥/湿润、不同Hertz压力条件下的轮轨黏着系数的变化规律,并根据试验结果再结合既有的线路实车试验,最终确定了新干线列车在干燥和湿润条件下的黏着系数随速度的变化关系,并一直沿用至今。要说明的是,日本高速铁路界已经发现半个世纪前确立的新干线轮轨黏着系数偏于保守,但到底应如何修正至今尚无定论(Johnson 1970, Ling et al. 1969, Nagase 1989)。此外,法国国铁(SNCF)也在实际线路上测定了黏着系数随车速的变化关系(陈泽深 1995),德国国铁(DB)也通过试验装置和线路试验确定了高速列车黏着系数随车速的变化关系。

**弓网关系** 日本是世界上最早开展弓网特性研究的国家之一。自20世纪50年代起,随着新干线的开工建设,日本藤井保和和柴田碧最早提出了集中质量的接触网模型和受电弓弹簧质点模型(藤井保和 1991)。集中质量的弓网耦合系统模型,主要考虑了接触网和受电弓相互作用的弹性、参振质量以及阻尼之间的关系,并求得了共振速度。20世纪60年代初,英国的Morris(1964)将受电弓处理为两自由度的质量、弹簧、阻尼单元,并把机车顶部的垂向位移作为激励输入,将接触网简化为具有轴向力作用下的集中质量点。主要通过接触点处的位移和力协调关系,把弓网系统耦合在一起。

20世纪70年代,伴随计算机技术的快速发展,数字计算机模拟方法得以广泛应用。日本江原信郎和真锅克士提出了一元、二元受电弓模型和简单链型悬挂的集中质量模型。一元受电弓模型主要用于分析接触网的低频振动;二元受电弓模型主要用于受电弓的优化设计。而对于接触网模型的特点是其分布质量简化为集中质量;吊弦与接触线及承力索的各个连接点无变形、无质量、只传递张力;接触网的阻尼与相邻质点的速度成正比(郭京波 2006)。英国的科学家Scott和Rothman提出的接触网模型中,让每个吊弦点和悬挂点有一个集中的质点,在吊弦之间的接触网的质点分布尽可能是均匀的,而忽略次要因素的影响后大大减少了接触网运动方程的计算量(Scott et al. 1974)。美国的Levy, Bain, Leclerc也系统全面地研究了高速铁路接触网/受电弓的动态受流性能,并采用拉格朗日运动方程描述其动态特性(Gray et al. 1968)。

进入20世纪80年代,随着有限元计算技术的日趋成熟,弓网系统的研究主要以接触网的有限元模型及受电弓的三元及多元模型为基础,从接触线特性,受电弓特性,弓网受流性能3个方面展开。美国Vinayagalingam(1983)建立了接触网的欧拉梁模型,即把接触网当成一根有刚度的梁来模拟,考虑了梁模型的张力、质量、弛度、阻尼等因素,用于分析弓网间的动态特性。日本Manabe(1986)从接触线材质,受电弓抬升力,受电弓质量等参数对弓网受流性能进行了分析。Collina等(2002)从接触网预弛度、吊

弦分布、结构及接触线高度等方面,分析接触网参数变化对高速受流的影响.德国的 Link 教授、Buchschi 博士等建立了“与频率相关的有限元”接触网模型,以受电弓和接触悬挂共同作用的力为研究对象,以受电弓的抬升力作为激发点,研究弓网间的动态特性 (Buchschi 1980, 1981, 1982, Link 1981). O'Connor (1984) 的受电弓模型采用带有非线性悬挂的两质量块模型,与接触网模型联立进行仿真,接触网振型用正弦傅立叶展开,并采用拉格朗日法对接触网振型和固有频率进行了分析计算.采用振型叠加法进行解耦后采用最优控制技术对受电弓系统进行了框架受控的主动控制的研究.

20 世纪 90 年代后,随着计算机技术和计算方法的发展,可以更精确地模拟弓网相互运动关系.利用计算机进行弓网系统的建模及参数研究,能够更好地反映弓网受流特性.日本 Aboshi 等 (1998) 建立了三自由度集中质量模型,以集中质量的刚性杆件代替受电弓的主要部件,其分析方法仍属于刚体运动力学范畴,且从弓网系统动态特性、接触线波动、离线率等方面研究了弓网受流特性研究.

21 世纪,高速铁路建设在世界范围内有了较快发展.各国充分利用仿真手段,对接触网、受电弓进行模拟计算和优化设计参数.德国的 Poetsch、Veitl 等开发了 PrOSA 弓网系统动力学仿真软件,为了提高计算速度,采用了并行算法,可以独立进行受电弓/接触网系统动力学仿真 (Poetsch et al. 1995, 1997, Poetsch & Schulze 2001, Veitl et al. 1999, Veitl et al. 2000),并且可以与 Simpack 多体动力学软件进行联合仿真.法国的 Rauter、Massat 等采用有限元与多体系统动力学相结合的方法建立了受电弓/接触网系统动力学模型,并将仿真与试验结果加以对比,验证其正确性 (Massat et al. 2006).

国内对弓网特性的研究起步较晚,但也已取得了相当大的成果.自 20 世纪 90 年代起,随着既有线提速、客运专线和高铁的建设,列车运营速度的不断提高.西南交通大学、北京交通大学、浙江大学、天津大学、铁科院等多个大学或研究机构开始弓网系统的动力学研究,取得了大量科研成果.如于万聚、于涤等对车速 160 km/h 的弓网接触压力受电弓运行轨迹进行了分析,通过研究高速弓网受流理论,提出不同接触网悬挂形式和设计参数对弓网动态受流的不同影响 (于涤 1998, 于万聚 2003). 蔡成标等 (1996; 1997a,b) 结合日本的集中质量接触网模型和美国的欧拉梁模型两者的优势,提出将接触网看成是伯努利-欧拉梁模型,承力索、吊弦等当作是欧拉梁-集中质量模型,用此模型来计算弓网的动态特性.张卫华等对 250 km/h 弓网的主要结构参数及接触特性进行了分析,讨论研究了高速接触网受电弓系统的动力学性能,总结了接触网垂直运动的固有频率和模态模型,并利用数学叠加法,分析了弓网间的动态响应和受流特征,提出了最优化的接触网设计参数,分析了接触网设计参数中的不平顺性对其响应的影响 (张卫华 1997; 张卫华等 2000, 2005). 李丰良、李敏等通过分析受电弓各部分的运动特性建立受电弓的力学模型,讨论受电弓 3 个升弓高度与升弓角之间的关系 (李丰良等 1998, 2006).

**流固耦合关系** 高速列车运行在稠密大气层中, 有独特的气动特性, 如流线外形、多体连接的长大编组、紧邻建筑物行驶、通过狭窄的隧道 (隧道效应)、列车相互交会、沿固定轨道行驶、地面高速运行 (地面效应)、受到侧风影响等, 因此, 需要深入研究并详细了解高速列车的空气动力学性能, 满足高速列车设计需求。

国外, Baker (2009, 2010) 通过实车测试、模型试验和数值模拟等技术, 对简化外形的列车在明线与横风条件下的定常与非定常气动特性和周围流场特性等进行了比较全面的研究. Baker (2010) 等利用风洞模型试验和数值模拟得到的横风条件下非定常气动力与力矩作为输入量, 研究列车在气动激励下的动力学响应情况. Hemida 和 Krajnovic 等将大涡模拟方法应用到高速列车空气动力学研究, 对简化列车模型的流场结构和气动力特性进行了比较深入的研究. 发现列车尾流区内大型旋涡结构的脱落对列车所受到的非定常气动力产生影响, 尾涡脱落引起的气动力振荡频率与列车本身横向振动频率十分接近, 从而加剧列车的横向振动 (Hemida, Krajnovic 2006, 2010; Krajnovic et al. 2008). Diedrichs (2003) 利用大涡模拟和模型试验方法研究路堤上 ICE 列车的流场特性, 表明列车在路堤背风侧运行比迎风侧运行时的气动性能更差. Khier (2000) 等指出列车模型周围流场和旋涡结构与横风侧偏角关系密切. Rolén 等 (2004) 获得了横风条件下列车稳定特性和最大允许横风风速. Carrarini (2007) 首先计算出作用于列车表面上的非定常气动力, 然后将其作为输入用于建立动力学模型, 得出列车在非定常力作用下的车体速度和位移, 再代入计算流体力学程序中, 这样反复迭代而得到流固耦合计算结果. Suzuki 等 (2003) 得出随高架桥厚度增加, 列车侧向力增大, 较高路堤上列车侧向力大于较低路堤. Hwang 等 (2000) 计算表明列车头型对交会时两列车的侧向载荷影响较大, 而隧道内交会导致列车阻力迅速增大. García 等 (2011) 通过数值和实验研究获得了列车地面结构当量粗糙度的估算数据. Ikeda 等 (2008) 在受电弓滑板后端打孔并向孔内吹气, 改变了受电弓滑板的压力分布, 使受电弓更稳定受流. Bocciolone 等 (2006) 指出气动特性对受电弓接触力的影响, 提出适当改变滑板截面形状可以改善受电弓气动特性和弓网接触力。

国内, 列车空气动力学研究始于 20 世纪 90 年代, 至今发展迅速. Yang 等 (2014) 对高速列车的减阻和优化设计开展了广泛深入的研究工作. 孙振旭等 (2011) 利用对 CRH3 型高速列车进行升阻力优化研究, 得出全新的优化外形. 王一伟等 (2008) 得到了明线运行、隧道内运行和横风条件下高速列车的非定常气动力和流场结构特性. Zhao 等 (2014) 数值研究表明, 定常条件下列车底部结构的气动阻力是整车气动阻力的的重要组成部分, 列车底部结构上的气动载荷对整车气动载荷具有重要影响, 非定常条件下轮对旋转产生的影响对列车非定常气动载荷具有显著影响. 孙振旭等 (2013) 数值研究发现地面效应对  $0^\circ$  侧偏角下的气动力影响最大, 并随着侧偏角的增大地面效应的影响逐渐变小. 揭示了高速列车气动升力存在的升力翻转效应, 分析了不同高度

下列车底面压力脉冲的变化. 田红旗 (2006, 2008) 研究了列车空气动力学特性、影响因素、影响规律和工程应用. 姚远等 (2012) 数值研究表明横风条件下列车非定常气动力系数的振荡特性明显, 不同横风条件下列车的气动力与力矩系数随着横风侧偏角的增大而恶化, 相同横风条件下不同头型列车的气动力与力矩系数的大小和振荡特性也有较大不同. 杨志刚等 (2010) 数值计算得出列车所受非定常气动力振荡的主频, 认为可作列车横风安全性与稳定性的参考. 李田等 (2011) 的计算结果表明, 横风条件下空气动力学与结构动力学的耦合效应对于列车横风稳定性有重要影响, 考虑这种耦合效应后的横风安全系数明显恶化. Guo 等 (2014) 数值研究表明受电弓导致的流场具有显著的非定常特性, 并研究了横风条件下整流罩对受电弓气动性能的影响. 蔡国华 (2006) 的风洞测试结果表明, 开闭口运行时的受电弓气动力特性明显不同. 张建辉等 (2010) 利用风洞测试技术研究了多种减小受电弓气动阻力的方法. 吴燕等 (2009) 数值分析了受电弓的受流特性, 得到受电弓气动力与不同悬挂系统的动力学特性.

从 2008 年至今, 我国高速铁路发展迅速, 围绕高速列车轮轨关系、弓网关系、流固耦合关系的动力学问题开展了大量的科学试验, 特别是在创造了世界商业运营最高速度——350 km/h 速度等级的京津城际、武广、郑西等高速铁路上开展的大量试验性研究, 使我国对高速列车的动力学行为、系统耦合关系、相互作用机理和相关规律性特征有了以下几方面的量化的、直观深入的认识:

(1) 在高速条件下, 无砟轨道板长度的周期性激励在轨道谱中有显著体现. 无砟轨道周期性激励影响高速列车的运动稳定性和运行平稳性和舒适性, 无砟轨道与高速列车间的模式匹配至关重要;

(2) 车轮踏面锥度是影响高速列车临界速度的重要参数, 但车辆系统临界速度, 特别是非线性临界速度的设计, 不仅与踏面等效锥度有关, 还与轮对内侧距、整个踏面外形和钢轨型面都相关;

(3) 同一车型的两列高速试验列车在京津城际和武广高速铁路上的跟踪试验表明, 在一个车轮镟修周期内的车辆车轮的平均磨损程度相近, 但由于运营条件的不同, 车轮磨损区域位置会相对发生偏移, 廓型与等效锥度呈现出新的变化趋势, 从而导致两车的运动稳定性会出现差异, 因此针对不同线路的车辆悬挂参数需进行优化匹配;

(4) 高速列车以速度 350 km/h 明线或隧道交会工况下, 交会产生的气动侧向力呈现复杂交变特征, 高速列车不同位置车辆转向架轮轴横向力均出现 4 次峰值, 分别为头-头交会、尾-头交会、头-尾交会和尾-尾交会, 在交会时转向架轮轴横向力呈现明显的突变特征. 因此, 在进行高速转向架轮轨关系研究时, 应对气流效应作用下的高速列车安全性、平稳性等进行预测评估, 确保行车安全.

(5) 高速列车运行时在不同位置的车辆, 气动升力各不相同, 但气动升力对尾车的影响最为显著. 列车以 350 km/h 运行时, 尾车升力最大幅值接近 10 kN. 因此, 在高速



运行条件下, 气动升力对尾车的影响较大, 在高速列车运行安全性设计时, 必须考虑气动升力的耦合作用。

(6) 高速列车是由多节车辆组成的长大编组, 在贴近地面的高湍流度大气环境中运行, 受到地面效应的明显影响。不同运行工况下, 车体底部的气动压力变化不同, 隧道内以 350 km/h 速度交会时的气动压力波动最大, 最大幅值约为 6 kPa。在对高速列车设备舱底板、裙板、端板的设计过程中, 必须充分考虑地面气动效应的影响。

(7) 在高速运行条件下, 高速气流产生的气动升力及风致振动会影响弓网间的接触关系等。

在 350 km/h 速度条件下获得的这些力学现象与行为, 在更高速度条件下将有怎样的变化和特性, 它的近似极限状态又是如何? 这些力学现象和行为对列车运行的安全性、平稳性与舒适性影响又是如何? 为此, 2010 年由中国科学院力学所牵头, 组织北京交通大学、西南交通大学、中国铁道科学研究院、四方车辆股份有限公司等研究单位和优势企业共同承担了科技部“973”项目“高速列车基础力学问题研究”。该项目在我国高速列车动力学研究取得的系列成果基础上, 依托高速试验列车试验平台, 开展流固耦合关系、弓网关系、轮轨关系、以及运动性能综合影响因素等高速列车关键力学问题研究, 揭示其影响因素和规律, 探索高速列车系统运行的临界点和极值, 从更高的视野来认识和延拓高速列车基础力学问题在不同速度域的一般规律及其对高速列车运行安全性、平稳性和舒适性的影响, 提升我国高速列车的基础理论水平, 为我国更高运营速度高速列车的研制提供理论基础储备。

本专刊将介绍国外和我国高速列车力学问题研究成果。其中第 2 节重点总结了与高速列车安全性、平稳性、舒适性、节能和环境友好性等相关的空气动力学特性研究结果, 介绍减轻某些高速列车空气动力学问题的控制方法。第 3 节介绍弓网关系研究, 重点讨论接触网张力限制后接触网波速的逼近问题, 以及接触网波动和强气流耦合作用下流致振动对弓网稳定受流的影响等一些关键科学问题。第 4 节重点介绍高速轮轨关系问题研究进展, 就我国高速列车引进、消化、吸收和再创新以及大规模成功运用以来, 针对轮轨滚动接触基本理论、轮轨匹配研究、轮轨黏着和控制、接触表面磨损和滚动接触疲劳破坏、轮轨噪声、脱轨等问题所开展的研究工作进行回顾总结。第 5 节重点论述了车辆动力学的发展情况, 分析铁路车辆的线性稳定性、悬挂参数的匹配与列车非线性临界速度的关系等对铁路车辆蛇形运动稳定性的影响, 并讨论了现有铁路高速化和轻量化所涉及的力学问题。第 6 节从高速列车典型结构动应力测试与疲劳评估以及结构载荷谱研究等方面阐述结构疲劳可靠性的分析方法。第 7 节对高速列车实车模型的噪声产生机理, 声源特性, 辐射噪声的频率谱和时空分布及传播规律进行了分析和总结。最后对中国高速列车的发展及研究做了相应的总结与讨论。

## 2 高速列车空气动力学\*

### 2.1 引言

根据 CO<sub>2</sub> 排放量和能源消耗量比较, 铁路运输优于其他运输模式. 铁路运输中, 每旅客-公里 CO<sub>2</sub> 排放量约为轿车的 1/9、飞机的 1/6; 每旅客-公里能源消耗量约为轿车的 40%、飞机的 23.7%, 如图 2.1 和图 2.2 所示. 因此, 将旅客从其他运输模式吸引到铁路运输是降低 CO<sub>2</sub> 排放量和减少能耗的一个有效方法. 世界各国高速列车的运营经验证明, 提高高速列车的最高运行速度能够减少旅行时间、到达更远距离、提高时间效率, 进一步提升铁路运输的吸引力, 能对降低 CO<sub>2</sub> 排放量和节约能耗做出更大贡献.

高速列车空气动力学现象与列车速度和运行环境有紧密关系. 随着列车速度的提高, 高速列车空气动力学问题变得更加重要. 通常, 列车空气动力学与列车的气动阻力、车内压力变化、列车诱导的流动、列车交会、横风效应、地面效应、隧道效应、气动噪声和振动等有关. 气动阻力与车体横截面积、列车长度、头车和尾车形状、车体表面粗糙度以及列车周围的地理条件等有关. 列车诱导的流动能影响站台上旅客和铁路沿线职工的安全, 与车体横截面积、列车长度、头车和尾车形状、车体表面粗糙度等有关. 两车交会时产生的压力变化与乘客的舒适度和安全性有关, 主要与列车头车和尾车形状、列车宽度和轨道之间的间隔距离等有关. 在强横风中运行的列车产

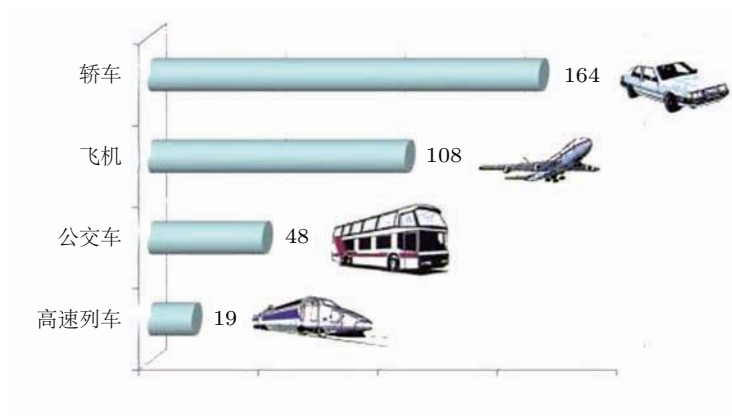


图 2.1

每旅客-公里 CO<sub>2</sub> 排放量

\* 本节撰写人: 赵桂林、杨国伟<sup>1</sup>

<sup>1</sup> E-mail: gwyang@imech.ac.cn

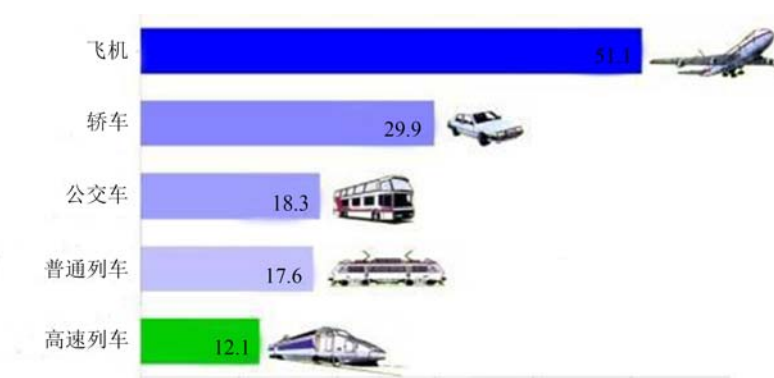


图 2.2

每旅客-公里能源消耗量 (等价换算为石油消耗量 (克))

生的横风效应影响列车的运行安全性和乘坐舒适性, 与列车高度及周长、周围环境如路堤、高架桥、隧道出口等有关. 隧道效应包括隧道内压力变化和隧道出口微气压波变化, 隧道出口处的微气压波影响隧道出口周围区域的环境友好性, 与车体横截面积、隧道横截面积、列车头车和尾车形状、隧道长度、轨道类型等有关. 隧道内压力变化影响车体的结构强度和乘客舒适性, 与车体横截面积、隧道横截面积、列车长度、隧道长度等有关 (Raghunathan et al. 2002).

现在, 世界上许多国家有高速列车在运行, 高速列车的最高运行速度也从 1964 年的 220 km/h 提升到 2008 年的 350 km/h, 并且向着更高的速度目标努力. 因此, 非常需要进行系统的研究工作了解高速列车的空气动力学特性, 提高高速列车的气动性能, 并开发新一代高速列车系统.

高速列车空气动力学早期研究成果在 Raghunathan 等 (2002) 和田红旗 (2006) 等的文章有所总结, 本节综合介绍了世界各国高速列车空气动力学研究的新进展, 包括高速列车气动阻力和减阻技术、列车诱导的流动特性、列车交会、横风效应和隧道效应等, 重点总结了与高速列车安全性、平稳性、舒适性、节能和环境友好性等相关的空气动力学特性研究结果, 以及减轻某些高速列车空气动力学问题的控制方法.

## 2.2 高速列车气动阻力

一直以来对列车阻力都沿用 Davis 公式 (Joseph 2001):  $D = A + (B_1 + B_2)V + CV^2$ . 其中,  $D$  为列车运动总阻力;  $V$  为列车速度;  $A$  为滚动机械阻力;  $B_1$  为其他机械阻力, 包括传递损耗和制动阻力;  $B_2$  为空气动量阻力; 公式的最后一项为列车所受的外部气动阻力, 系数  $C = SC_D/(2\rho)$ , 其中,  $\rho$  为空气密度,  $S$  为列车迎风面积,  $C_D$  为阻力系数.

由此可见, 列车的气动阻力与速度的平方成正比, 随着列车速度的提高, 气动阻力

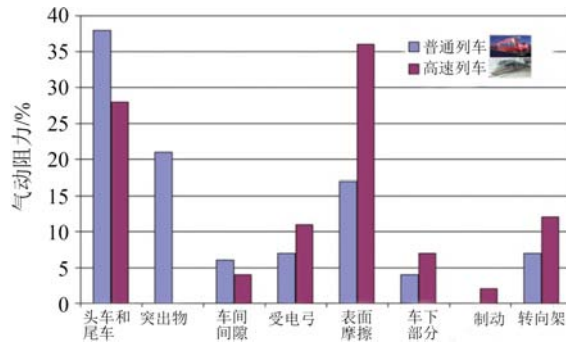


图 2.3

高速列车和普通列车的气动阻力分布

在总阻力中所占比例逐渐增加, 列车速度超过一定值时, 气动阻力成为高速列车的主要阻力, 通过高速列车气动优化设计能够有效降低气动阻力、提高高速列车的气动性能 (Yang et al. 2012, 肖京平等, 2013).

降低高速列车气动阻力是进一步提高列车速度需要解决的关键问题, 发展列车减阻方法必须首先了解气动阻力的来源. 图 2.3 总结了普通列车和高速列车的气动阻力分布 (Orellano et al. 2009), 可见垂直于运动方向的列车表面, 即侧壁、车顶和车底, 与列车横截面积的比值决定着表面摩擦阻力的相对重要性. 气动阻力的主要来源包括: 头车和尾车、表面摩擦、转向架、凸起部分、受电弓、车间间隙、通风制动、车下部分等.

图 2.4 给出了长编组高速列车不同部位气动阻力的百分比 (Nolte et al. 2003). 可见, 超过 70% 的阻力是由转向架和车轮以及列车侧边和顶部的表面摩擦造成的, 而头车和尾车的重要性远小于通常所认为的, 但它们对短编组列车 (1 ~ 3 辆编组) 却是非常重要的, 因此, 验证高速列车优化减阻效果时通常采用 3 辆编组 (头车、中间车和尾车) 列车模型.

根据高速列车气动阻力分布和不同部位气动阻力百分比的研究结果, 针对高速列车不同部位提出了有效的减阻措施.

### 2.2.1 车体下部区域的优化

由图 2.4 可见, 包括转向架、车轮和车下设备的车体下部区域的气动阻力占总阻力约 53%, 因此, 车体下部区域的优化能够有效减小气动阻力. 首先是车体下部安装裙板的研究 (Suzuki et al. 2009), 图 2.5 中裙板有 2 种安装方式: 在整个列车侧边的全封裙板, 和除转向架侧边外的部分裙板. 结果表明安装全封裙板明显减小了气动力, 而安装部分裙板仍然能够减小气动力. 数值模拟结果表明列车底部产生了复杂的旋涡

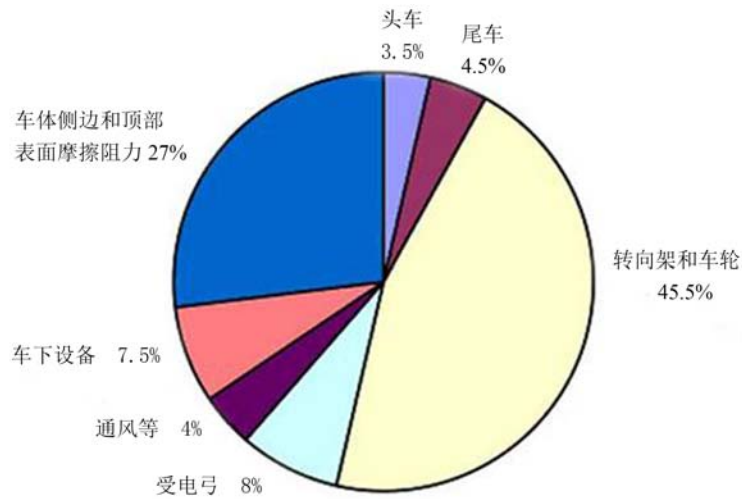


图 2.4

14 辆编组高速列车不同部位气动阻力的百分比

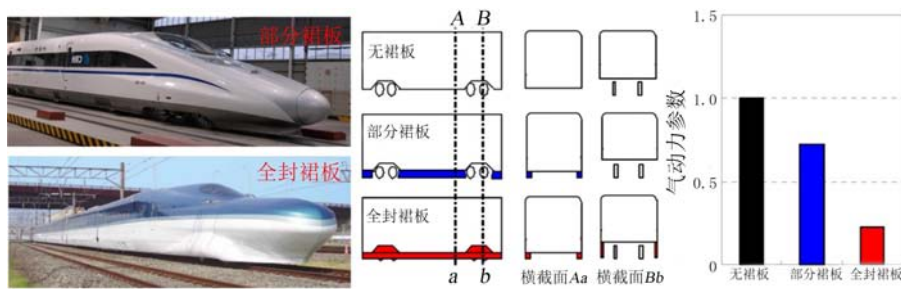


图 2.5

车体下部裙板的影响

流动, 采用全封裙板后有效控制了列车底部的复杂流动, 从而达到降低气动力的效果.

Ishihara 等 (1997) 进行了更详细的研究. 在车体下部由简单到复杂采用了 4 种不同类型的措施, 如图 2.6 所示, 把中间车的气动阻力分为 4 部分, 分别是前转向架区域、后转向架区域、车厢间隙和其他部分的气动阻力. 结果表明 1, 2, 3 和 4 型的气动阻力都变得更小. 对 2, 3 和 4 型, 通过封闭转向架区域和车间间隙, 能够减小转向架和间隙内的气动阻力. 对 4 型, 车体下部包括转向架都覆盖时, 车厢间隙的气动阻力变得大于前、后转向架区域的气动阻力之和.

### 2.2.2 头车气动外形优化

通过优化高速列车头车外形能够减小气动阻力 (姚栓宝等 2012, 2013a, 2013b, 2013c;

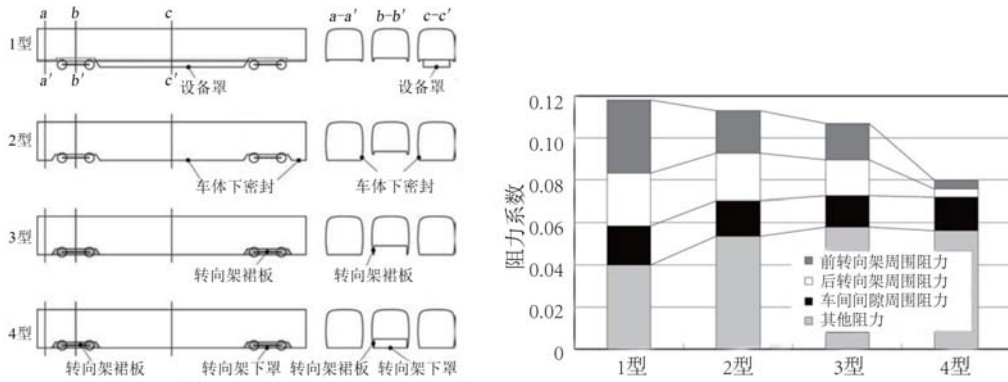


图 2.6

车体下部采用不同措施时中间车的阻力系数分布

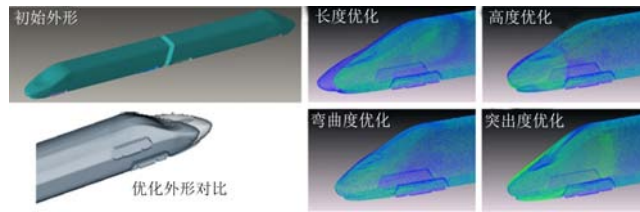


图 2.7

不同尾车形状对气动力参数的影响

表 2.1 优化外形与初始外形气动力对比

设计	阻力/N	升力/N
初始外形	14 600	5 300
优化外形	13 060	1 100

Yao, et al. 2012; 刘加利等 2013). 例如, 对图 2.7 中初始外形针对不同设计变量和目标进行优化 (Veera 2011), 结果表明气动力对头车的长度和突出度比高度和弯曲度更敏感. 与初始外形相比, 最佳优化外形更长、更尖, 曲率变化不明显. 表 2.1 给出了最佳优化外形和初始外形的设计值对比, 与初始外形相比, 最佳优化外形气动阻力减小约 10%, 升力减少约 75%.

### 2.2.3 尾车气动外形优化

尾车气动外形不同, 其气动力特性也有明显差异. 图 2.8 中比较了 5 种不同的尾车形状 (Suzuki et al. 2009), 包括二维短型、二维长型、三维短型、三维长型、方型, 研究尾车形状对作用在尾车上气动力的影响. 二维型称为楔形, 三维型的侧边是圆的. 结果表明三维短型是最差的, 分析认为侧边周围的非定常流动分离导致尾车处的非定

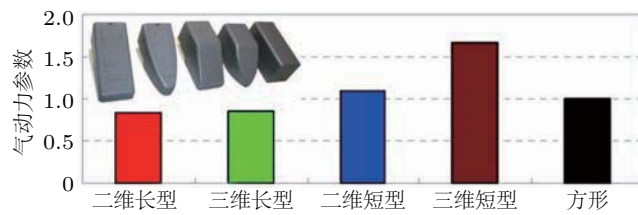


图 2.8

不同尾车形状对气动力参数的影响

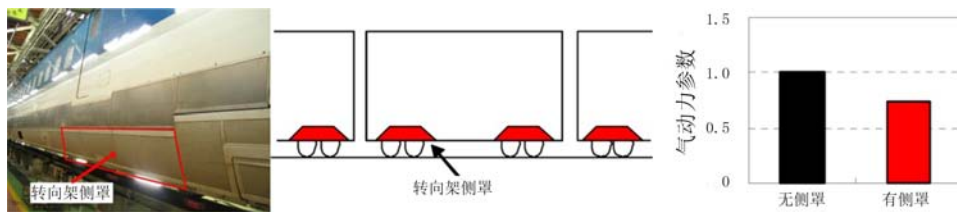


图 2.9

转向架侧罩的影响

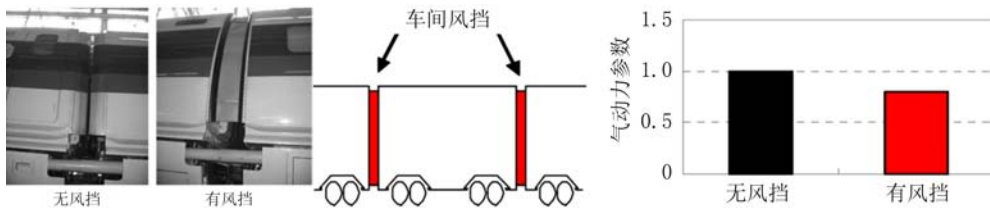


图 2.10

车间风挡的影响

常气动力增大. 二维构型能够减小气动力, 因为二维构型能够抑制侧边流动分离. 长型减小了流动分离造成的压力波动, 因此, 二维长型与三维长型之间差异很小.

### 2.2.4 转向架侧罩

转向架侧罩对减小高速列车气动力产生有益影响. 实验研究表明, 有转向架侧罩时, 侧罩安装在全部车厢上. 图 2.9 证实了转向架侧罩减小气动力 (Suzuki et al. 2009).

### 2.2.5 车间风挡

图 2.10 表明车间风挡减小了气动力 (Suzuki et al. 2009). 无风挡时车间间隙周围存在很大的压力波动, 整个列车车厢连接部都安装了用塑料膜制成的外风挡后, 将车间间隙基本密封, 从而减弱了压力波动, 实现了减小气动阻力的效果.

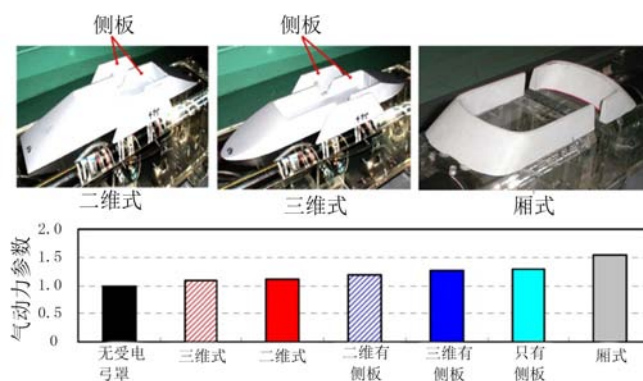


图 2.11

## 受电弓罩的影响

对 CRH380 型高速列车 7 种风挡形式的研究表明 (杨加寿等 2012), 车厢连接处采用全风挡与采用典型风挡相比, 前者车厢连接处的气动阻力约为后者的 7%; 车厢连接处采用上下和两侧闭式风挡, 则车厢连接处的气动阻力约为典型风挡的 30%. 综合考虑气动性能和工程易实现性, 采用上下和两侧闭式风挡形式更适用于高速列车.

## 2.2.6 受电弓罩

受电弓罩对高速列车气动力的影响很大 (Guo et al. 2014). 图 2.11 给出了实验评估的 3 种类型受电弓罩 (Suzuki et al. 2009): 二维、三维和厢式. 三维受电弓罩的侧边是圆的, 二维受电弓罩的侧边则是直的. 侧板安装在二维和三维受电弓罩的侧边. 图 2.11 中给出的几种组合的研究结果表明, 采用厢式受电弓罩, 作用在车厢上的气动力最大, 只安装侧板没有安装受电弓罩情况下, 作用在车厢上的气动力第 2, 有侧板时的三维和二维受电弓罩情况下, 作用在车厢上的气动力分别排在第 3 和第 4. 这表明侧板导致气动力增大.

## 2.3 高速列车诱导的流动

随列车速度提高, 作用在列车周围的气动影响增大. 列车通过时在其周围产生了 2 种气动影响, 见图 2.12. (HS-H Lee 1999). 一种影响是脉冲压力, 是由列车头车和尾车通过造成的. 列车头车通过时, 产生了压力增大、随后压力快速下降的压力脉冲, 压力脉冲持续时间非常短. 由于头车导致的压力脉冲幅值比尾车大, 因此, 头车导致的压力脉冲的影响更重要. 第 2 种影响是列车通过时诱导的流动, 运动中的列车产生了沿列车长度方向逐渐增厚的边界层, 在列车后面的尾迹流动. 这导致了在列车中后部形成与运动列车方向一致的气流, 称为诱导流动, 而在列车后尾迹内的流动是非常复杂的湍流流动.



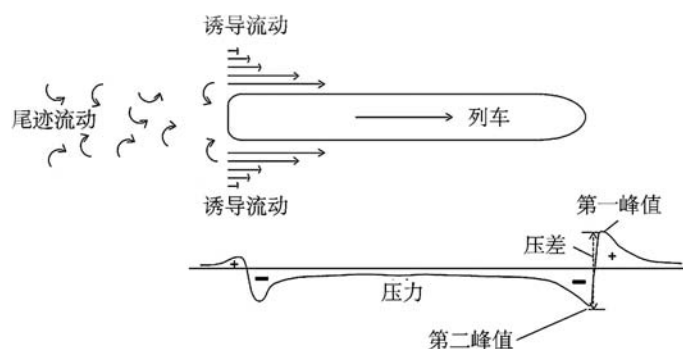


图 2.12

运动列车周围的压力和气流

### 2.3.1 脉冲压力的影响

列车头车通过导致的压力波量值取决于以下 5 个主要参数, 即列车速度、列车横截面积、距离通过列车的距离、列车与地面之间的间隙和头型长度. 列车高速通过时导致的脉冲压力造成站台上人员的耳膜有不愉快的感觉.

图 2.13 给出了不同列车通过时, 离列车侧边 1 m 处人员感受到的峰值压差, 图中也给出了不同头型长度列车通过时压力变化的持续时间. 钝头型列车头鼻部长度短, 因此压力变化的持续时间短, 但压力波压差却更大. 在速度 241 km/h 时产生的压力脉冲, 对人耳的影响是次声压力变化. 根据 Carstens 等 (1965) 给出的压力限值和推荐的 150 dB(声压级) 人类可忍受的次声压力限值, 采用 1379 Pa 峰值压差作为导致列车周围人员产生不愉快感觉的判别标准. 由图 2.13 可见, 根据这一最大压差限值标准, 不同头型的列车以 241 km/h 速度通过时产生的峰值压差都小于这一限值, 因此, 离通过列车 1 m 或更大距离处的人员, 耳膜感受到的影响都不严重. 目前, 列车运行速度已经达到 350 km/h, 根据图 2.13 中不同头型列车峰值压差曲线的变化趋势, 钝头型列车的峰值压差有可能超过  $-1379$  Pa 这一限值, 而细长头型列车的可能不会超过这一限值, 但具体结果应该通过实验或数值研究确定.

Kikuchi 等 (1996) 给出了减弱列车通过时产生的脉冲压力的措施. 一种方法是加长列车头型长度以减弱头车导致的压力梯度. 另一种是沿轨道竖立墙壁来减小路旁压力变化, 研究表明最大压力衰减发生在墙壁附近, 而进一步远离墙壁衰减则很小.

除了对列车周围人员的影响外, 列车通过时产生的脉冲压力对沿轨道布置的结构, 如声屏障、站台雨棚、悬链线遮棚、脚手架等都有影响, 目前对这些影响的研究还很少.

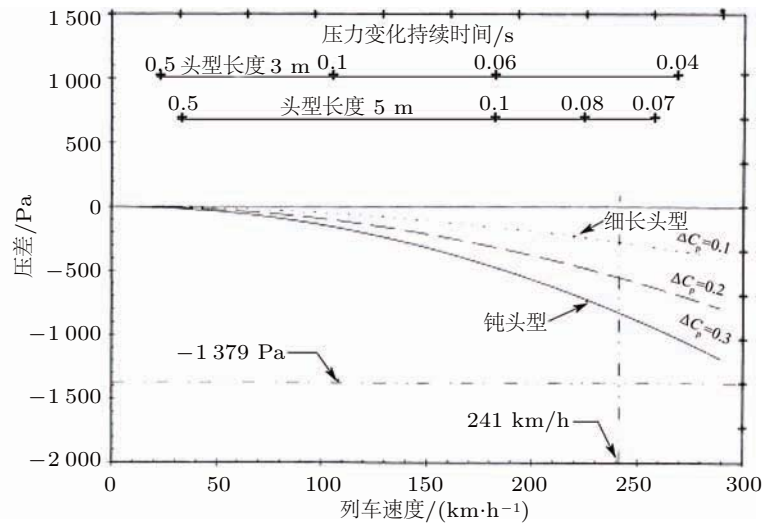


图 2.13

离通过列车侧边 1m 处峰值压差

### 2.3.2 列车诱导气流的影响

图 2.14 给出了对离通过列车不同横向距离的许多不同列车测得的诱导气流数据 (Neppert et al. 1977). 图中也给出了理论气流数值 (Hammitt 1973), 与实验数据比较. 诱导气流的强度取决于列车速度、离列车侧边的间距、环境风速和风向、列车的头型和表面粗糙度 (Gawthorpe 1978). 研究表明, 细长头型列车的诱导气流速度比钝头型列车的低 0.78 倍, 而货运列车的约为钝头型列车的 1.9~3.5 倍. 因此, 细长头型列车能以比钝头型列车快 25%~30% 的速度运行, 而产生诱导气流速度却几乎相同.

法国国家铁路公司 (SNCF) 数值和实验研究了列车通过时诱导气流的作用力 (Marty et al. 1978), 以确定 TGV-001 列车通过时头车产生的诱导气流作用在圆柱物体上的力. 列车以 229 km/h 通过时, 物体离列车侧边 0.7 m, 列车通过在物体上产生了 75 N 的峰值作用力, 而离列车侧边 1.2 m, 峰值作用力下降到约 50 N. 峰值作用力持续时间约 0.03 s, 约为头车压力波通过需要的时间.

### 2.3.3 列车风对附近人员的影响

列车风对附近人员产生的作用力因车头 (尾) 形状不同而差别很大 (李人宪等 2007). 列车头型形状越钝, 列车风对附近人员产生的作用力越大, 完全钝型与充分流线型头型相比, 在车速 350 km/h、人车距离 1 m 时列车风产生的作用力可相差 7 倍以上. 不同头型形状产生的列车风对附近人体的作用力, 其差别随人车距离的增大而减小, 大致呈二次方函数规律变化. 同一种车型, 当人车距离一定时, 车头车尾列车风对人体

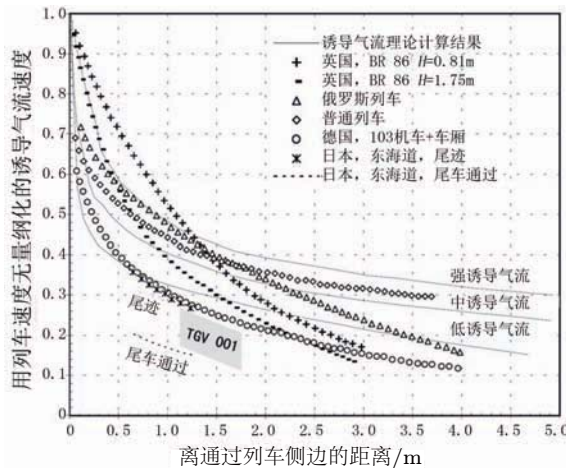


图 2.14

离列车不同横向距离处诱导气流速度

表 2.2 以 100 N 作用力为判据的列车附近人体安全距离建议值

$v/(\text{km}\cdot\text{h}^{-1})$	S/m							
	1	2	3	4	5	6	7	8
250	3.16	2.82	2.46	2.21	1.92	1.54	1.39	1.09
300	3.70*	3.42	3.11	2.62	2.39	2.14	1.82	1.58
350	4.10*	3.90*	3.60*	3.35	3.03	2.66	2.34	2.11

注: \* 为根据数据变化趋势外插计算获得的估计值.

作用力最大值的比值几乎为一常数, 与列车速度无关; 在不同人车距离条件下, 车头列车风作用力最大值的比值或车尾列车风作用力最大值的比值几乎为一常数, 与列车速度无关. 由此可归纳出不同人车距离时列车风作用力与车速和车头(尾)变截面长度之间的关系式如下

$$F = 1.656^{2(3.5-d)} \times 1.4442^{0.072v-4} \times (0.6863S^2 - 12.5392S + 69.064)$$

式中,  $F$  为作用力,  $d$  为人车距离,  $v$  为列车速度,  $S$  为列车头鼻部长度.

文献分别给出了以 100 N 作用力和 11 m/s 为判据的列车附近人体安全距离建议值 (李人宪等 2007), 见表 2.2 和表 2.3.

### 2.3.4 隧道内列车风

图 2.15 和图 2.16 分别为高速列车以 200 km/h 速度运行时测得的隧道出口和隧道入口列车风风速随时间的变化历程 (刘堂红等 2008). 当测点位于隧道出口时, 列车风风速最大值出现在列车通过以后, 即列车尾流之中; 而测点位于隧道入口时, 风速最

表 2.3 以 11 m/s 作用力为判据的列车附近人体安全距离建议值

$v/(\text{km}\cdot\text{h}^{-1})$	S/m							
	1	2	3	4	5	6	7	8
250	2.46	2.24	1.97	1.72	1.46	1.21	0.96*	0.70*
300	3.12	2.76	2.41	2.07	1.75	1.45	1.15	0.85*
350	3.54*	3.17	2.81	2.46	2.11	1.77	1.42	1.07

注: \* 为根据数据变化趋势外插计算获得的估计值.

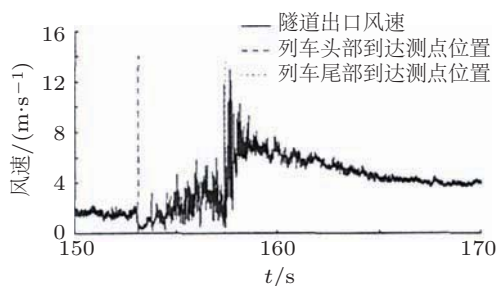


图 2.15

隧道出口列车风风速随时间变化历程

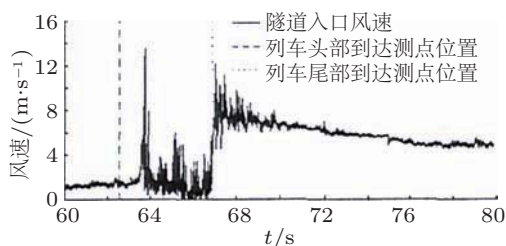


图 2.16

隧道入口列车风风速随时间变化历程

大值则出现在列车头部通过以后. 无论测点是位于隧道进口还是出口, 在列车通过后, 隧道内列车风都会持续一段时间后才逐渐消失.

从测试结果看, 热线风速仪和超声波风速仪测试结果相差不大 (约 5%). 距隧道壁面一定位置处的列车风风速与列车运行速度的关系曲线如图 2.17 所示, 从图中可以看出, 列车风风速与列车运行速度成正比, 当高速列车以 200 km/h 速度通过隧道时, 产生的列车风风速为 14.8 m/s, 超过了人体安全风速值 (我国制订的“时速 200 公里新建铁路线桥隧站设计暂行规定”提出站台旅客和线路作业人员允许承受的列车风风速为 14 m/s), 因此, 为保证隧道作业人员安全, 列车运行期间, 建议不进行隧道作业.

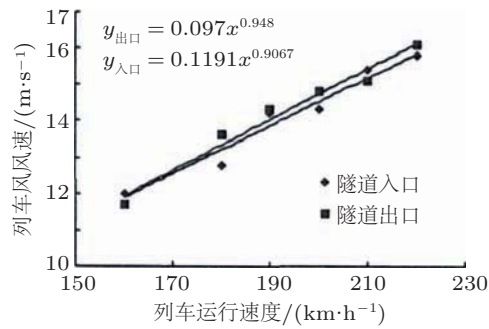


图 2.17

列车风风速与列车运行速度的关系

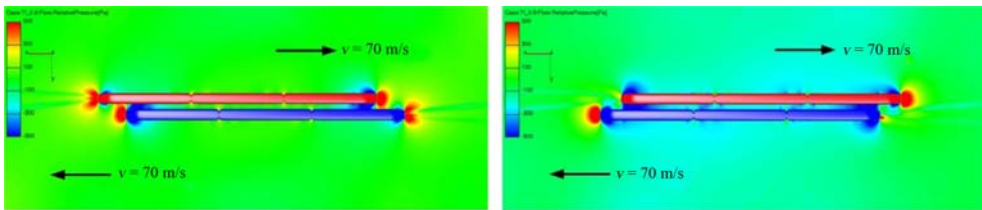


图 2.18

交会过程中高速列车周围的压力云图

## 2.4 高速列车交会气动效应

两列列车高速交会时所诱发的空气动力学问题非常突出 (Hwang et al. 2001, Hermanns et al. 2005, Bjerklund et al. 2009, 李现今等, 2012, Sun et al. 2014). 高速列车交会时, 列车周围流场受到强烈的扰动, 尤其是对向列车头车和尾车通过瞬间, 在观察列车交会侧表面产生显著的压力冲击, 形成列车交会瞬态压力波, 导致横向气动力, 瞬态压力波和横向气动力造成车体横向摆动, 并对列车车窗玻璃等车体局部结构造成危害, 影响列车运行安全性和乘坐舒适度. 因此, 在运行速度 350 km/h 或更快时, 为改善乘坐舒适度和列车稳定性, 需要更深入地研究两列列车之间相对运动造成的非定常流动现象及其影响.

### 2.4.1 高速列车交会过程中的非定常流动现象

由图 2.18 可见, 列车头鼻部的高压和低压区对对向列车有很大影响 (Bjerklund et al. 2009), 而列车尾车的低压和高压区对对向列车有相同影响. 正是由于交会列车之间压力的相互作用, 导致乘客感受到列车有些晃动, 稍微有点不舒服, 但对列车稳定性和安全性影响不大.

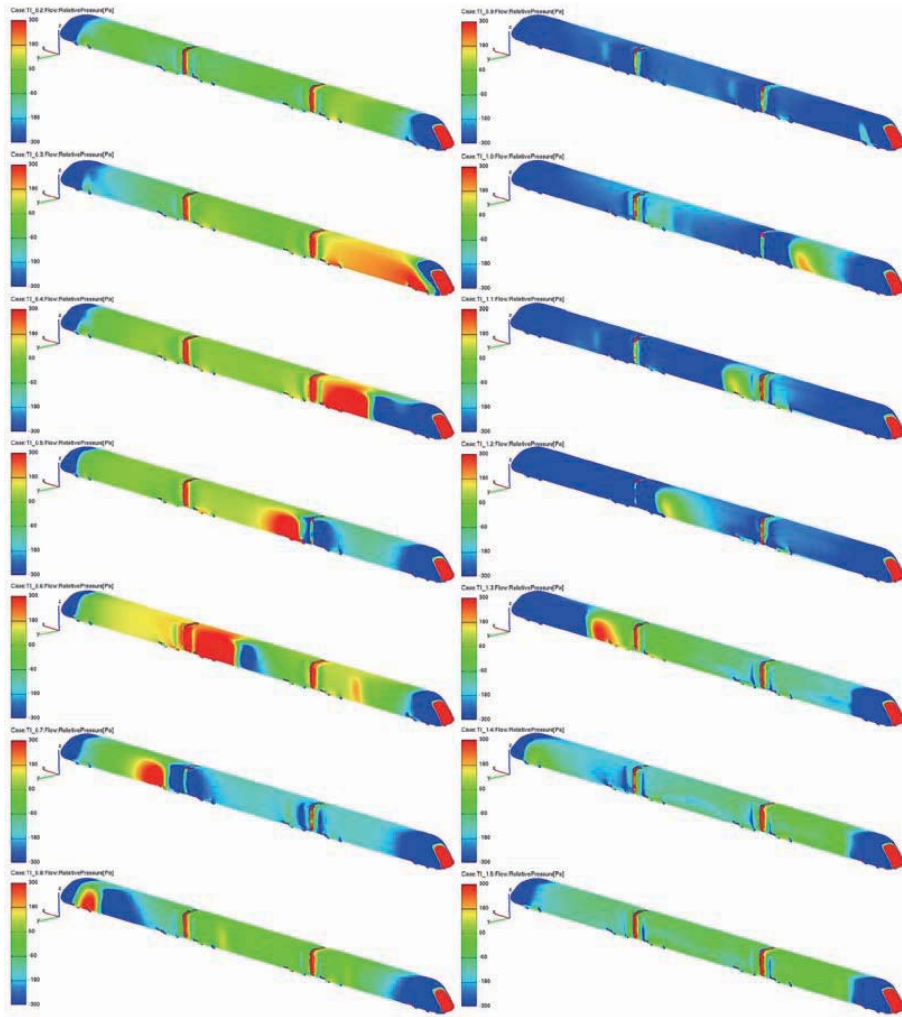


图 2.19

交会过程中列车表面上的压力云图

车体上的压力决定着力和力矩. 图 2.19 是高速列车交会过程中列车表面上的压力云图 (Bjerklund et al. 2009), 给出的是列车表面上压力分布随时间的变化. 可见, 交会开始和交会结束时, 列车几乎不受对向列车的影响. 左侧一系列图表明对向列车头车的影响是如何从列车一端逐渐演变到另一端的. 直到两列列车几乎完全平行重叠, 列车表面的压力达到最小. 右侧一系列图给出了对向列车尾车的影响.

#### 2.4.2 高速列车交会过程中的气动力特性

图 2.20 给出了不同头鼻部长度列车交会过程中气动力 ( $C_D$ 、 $C_S$ 、 $C_L$ ) 的时间变化历程 (Hwang et al. 2001). 列车开始交会时, 时间设为 0, 列车结束交会时的时间为

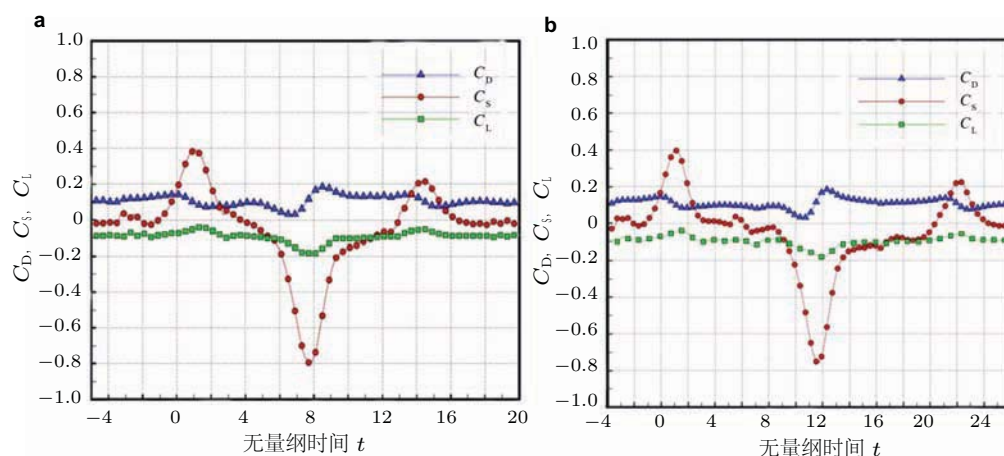


图 2.20

列车交会过程中气动力的时间变化历程 ((a) 头鼻部长度 6.64 m; (b) 头鼻部长度 15 m)

$t = 15.32$ . 在  $t = 7.66$  时, 两列列车恰好位于侧边对侧边. 气动力中, 非定常侧向力  $C_s$  对交会列车的稳定性是最重要和最有影响的. 两列列车相向行使时, 头部周围的高压区导致它们开始互相推开. 因此, 两列列车头鼻部相遇后  $t = 1 \sim 2$ , 侧向力  $C_s$  曲线出现最大正峰值, 时间与头鼻部长度有关. 此后, 随着两列列车继续运行且互相重叠, 头鼻部内侧的低压区导致负侧向力 (引力), 当两列列车侧与侧边完全在一起时, 引力达到最大值. 随两列列车从完全重叠位置开始分开, 侧向力改变符号, 从负值 (引力) 变成正值 (推力). 交会过程中气动阻力变化历程有相似形式, 即首先减小, 然后增大. 当前车头鼻部位于对向列车侧边时, 在侧边处头鼻部滞止压力减弱, 因此, 阻力减小. 而当后车头鼻部位于对向列车侧边时, 阻力减小是由于背压减小造成的. 对升力曲线, 由于其总体量值较小而忽略其变化.

非定常侧向力对交会列车的稳定性是最重要和最有影响的, 而且每节车厢的侧向力分布特性对列车转向架系统的设计和分析也是必需的. 图 2.21 给出了 3 辆编组列车每节车厢的侧向力的时间变化历程, 由图能够观察到交会过程中列车承受的侧向力是如何从一节车厢到下一节车厢的. 可见, 每节车厢承受的侧向力有 4 个明显峰值, 第 1 个峰值是正的, 意味着列车车厢被推离对向列车, 第 2 个和第 3 个峰值意味着车厢被拉向对向列车, 第 4 个峰值意味着列车车厢被推离对向列车. 即每节车厢上的侧向力有 2 个剧烈变化部分——对向列车车头鼻部掠过车厢时的推-拉部分, 对向列车车尾头部掠过车厢离开时的拉-推部分, 正是侧向力的推-拉或拉-推作用导致了旅客感受到的列车轻微晃动. 推峰值与拉峰值之间的时间间隔与头型长度成正比, 头型越短, 间隔越窄, 而 2 个推-拉峰值之间的时间间隔与列车长度成正比.

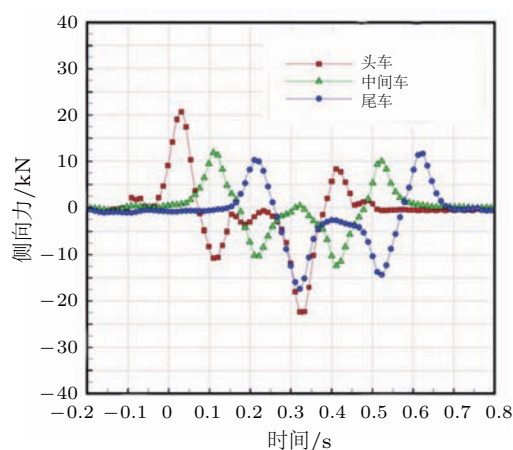


图 2.21

速度 350 km/h 时交会过程中头车、中间车、尾车的侧向力变化历程 (头鼻部长度 15 m)

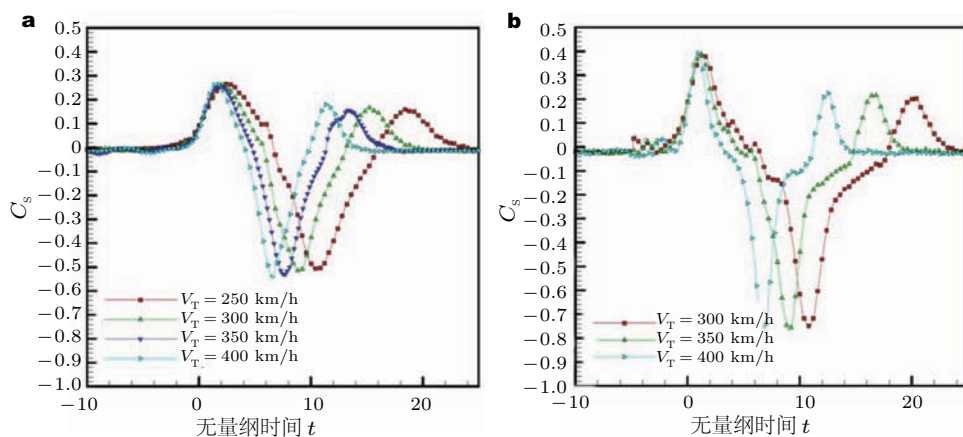


图 2.22

不同头鼻部长度列车交会时侧向力系数的时间变化历程. (a) 头鼻部长度 15 m; (b) 头鼻部长度 6.64 m

### 2.4.3 速度对气动力的影响

图 2.22 分别给出了头鼻部长度为 15 m 和 6.64 m 的列车交会时侧向力系数  $C_s$  随速度的时间变化历程 (Hwang et al. 2001). 由图可见,  $C_s$  随速度的变化可以忽略. 可以总结出, 列车交会过程中, 侧向力与列车速度的平方成正比, 而与交会位置和头型无关.



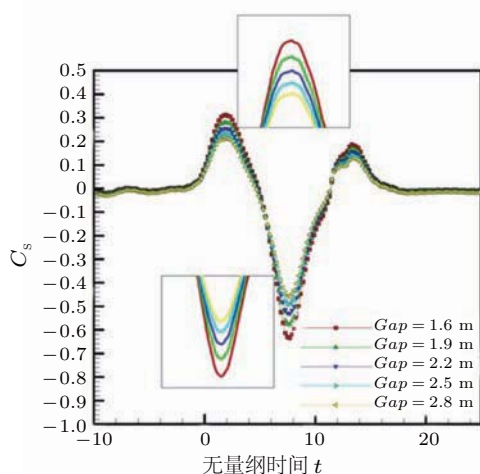


图 2.23

不同间距列车交会过程中侧向力系数  $C_s$  的时间变化历程 (列车头鼻部长度 15 m)

#### 2.4.4 列车间距对气动力的影响

图 2.23 给出了头鼻部长度为 15m 的列车交会时侧向力系数  $C_s$  随列车间距的变化历程 (Hwang et al. 2001), 可以看出侧向力与列车间距之间存在明显依赖关系, 随列车间距减小,  $C_s$  正峰值增大, 而负峰值减小. 因此, 随列车间距减小,  $C_s$  的最大变化量将增大.

#### 2.4.5 相同列车不同速度交会时的气动力和力矩特性

Hermanns 等 (2005) 研究了相同列车不同交会场景下的压力分布特性. 轨道中心间距 4.5 m, 这是欧洲高速铁路的标准值, 头鼻部长度 7 m 的高速列车 A 和 B 以不同速度交会, 其中列车 A 一直保持 275 km/h 运行速度, 而列车 B 运行速度分别为 0, 250, 275 km/h, 共有 3 种交会速度组合. 列车侧壁上选择 3 个评估点, 分别用方形、圆和三角形表示, 用来反映列车表面上不同位置处压力的时间变化历程.

图 2.24 是列车 A 速度为 275 km/h、列车 B 速度为 250 km/h 交会时, 列车表面上压力随时间的变化过程. 可见, 压力最大值位于交会列车头鼻部前很小距离处, 且在速度较慢列车表面上的压力最大和最小压力值都比速度较快列车表面上的大, 即交会过程中, 速度较慢列车受到的影响更大.

图 2.25 给出的 3 条曲线对应的是列车 B 表面上评估点实心圆 (图中红点) 处的压力时间变化. 其中, 场景 1 为  $V_A = 275$  km/h,  $V_B = 0$  km/h; 场景 2 为  $V_A = 275$  km/h,  $V_B = 250$  km/h; 场景 3 为  $V_A = 275$  km/h,  $V_B = 275$  km/h. 无量纲时间定义为时间除以 10 m 再乘以 2 列列车的平均速度. 没有给出绝对压力, 而是对应评估点的绝对压

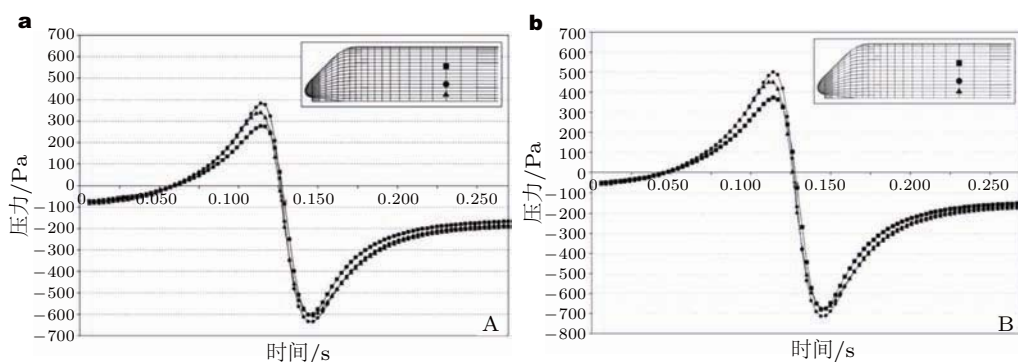


图 2.24

交会过程中列车 A 和 B 表面压力的时间变化历程 ( $V_A = 275 \text{ km/h}$ ,  $V_B = 250 \text{ km/h}$ )

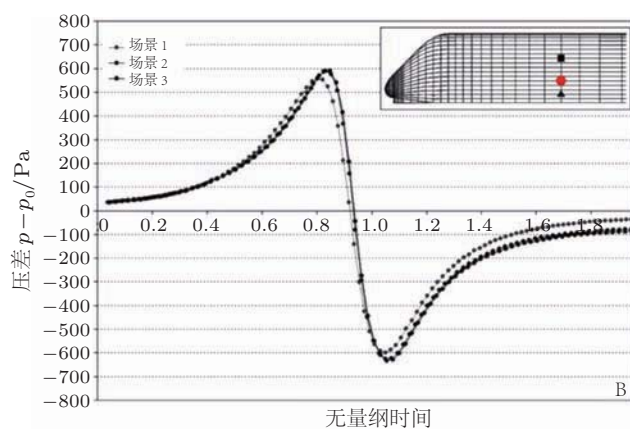


图 2.25

不同速度交会时列车 B 表面上压差的时间变化历程

力和初始压力之间的压差. 可见, 所有 3 种场景的曲线非常相似, 意味着对向列车以  $275 \text{ km/h}$  运行时, 观察列车尽管在不同场景时运行速度不同, 但列车表面上压差的峰值几乎相同.

对获得的压力值进行积分, 得到作用在转向架之间中心 (车体中心) 处的气动力和力矩. 图 2.26 给出了列车交会过程中列车 A 通过时列车 B 承受的气动力的时间变化历程, 其中最重要的气动力是侧向力  $F_y$ , 因为它对倾覆力矩  $M_x$  和偏航力矩  $M_z$  贡献很大. 与图 2.26(a) ( $V_A = 275 \text{ km/h}$ ,  $V_B = 0 \text{ km/h}$ ) 相比, 图 2.26(b) ( $V_A = 275 \text{ km/h}$ ,  $V_B = 250 \text{ km/h}$ ) 中侧向力  $F_y$  增大约 57%, 说明列车交会时, 2 列列车速度和越大, 其中较慢列车承受的气动侧向力越大.

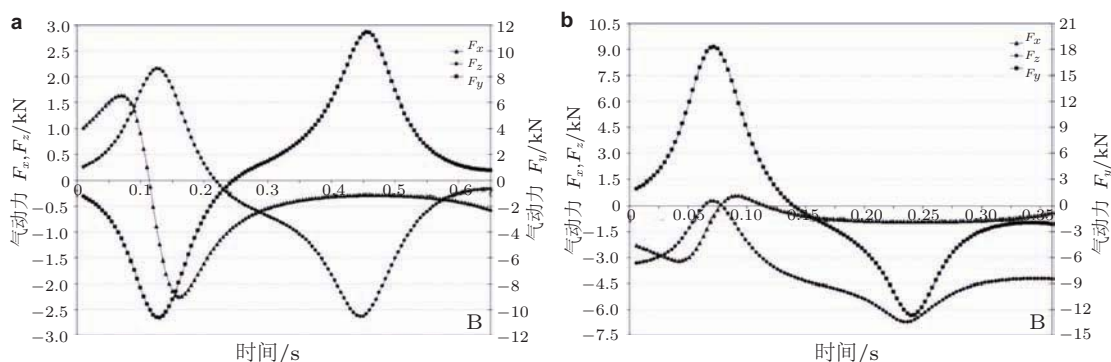


图 2.26

不同速度交会时列车 B 上的气动力. (a)  $V_A = 275 \text{ km/h}$ ,  $V_B = 0 \text{ km/h}$ ; (b)  $V_A = 275 \text{ km/h}$ ,  $V_B = 250 \text{ km/h}$

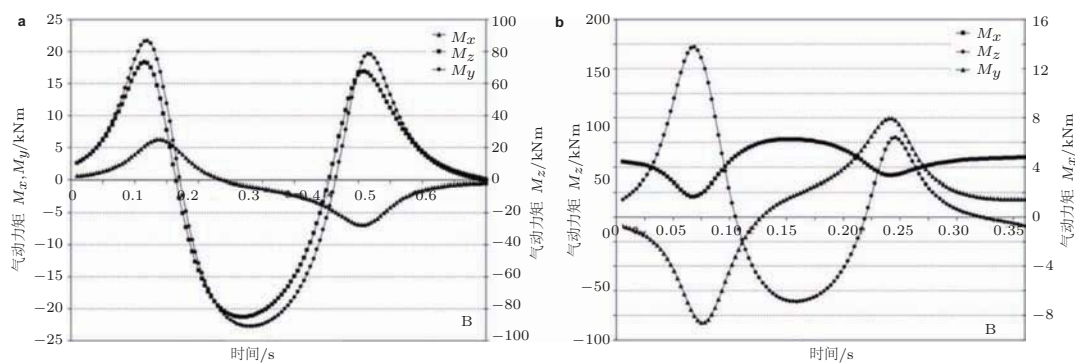


图 2.27

不同速度交会时列车 B 上的气动力矩. (a)  $V_A = 275 \text{ km/h}$ ,  $V_B = 0 \text{ km/h}$ ; (b)  $V_A = 275 \text{ km/h}$ ,  $V_B = 250 \text{ km/h}$

列车交会导致的偏航力矩和倾覆力矩严重影响列车的运行安全性. 图 2.27 给出了列车交会过程中列车 A 通过时列车 B 上气动力矩的时间变化历程. 2 个图中气动力矩表现出相同的趋势, 但列车 B 速度不同, 偏航力矩峰值明显不同, 与图 2.27(a) ( $V_A = 275 \text{ km/h}$ ,  $V_B = 0 \text{ km/h}$ ) 相比, 图 2.27(b) ( $V_A = 275 \text{ km/h}$ ,  $V_B = 250 \text{ km/h}$ ) 中偏航力矩  $M_z$  增大约 98%, 说明列车交会时, 2 列列车速度和越大, 其中速度较慢的列车承受的气动偏航力矩越大.

### 2.4.6 列车交会过程中作用在侧窗玻璃上的气动压力

高速列车交会过程中的重要安全性问题之一是交会时产生的气动力可能导致的车窗玻璃损坏. 列车交会过程中, 作用在列车上的气动力随列车速度的平方增大, 因此, 随速度提高, 气动力可能增大到很大量值, 列车速度从 176 km/h 提高到 241 km/h, 提高了 36%, 而相应的气动力却增大了 86% (Veera 2011).

对向列车通过时在另一列列车 (观察列车) 上产生压力波, 首先达到正压力峰值, 随后是快速下降到负压力峰值, 峰值差压系数范围为  $-0.4 \sim -0.8$  (Suzuki et al. 2009). 图 2.28 给出了列车交会过程中作用在观察列车侧窗上的峰值气动压力. 每个压力分布有 2 条曲线: 正压力曲线, 对应于第 1 个峰值, 向内推车厢侧壁 (向内挤压玻璃); 负压力曲线, 对应于第 2 个峰值, 向外拉车厢侧壁 (向外吸玻璃). 假设车厢内保持大气压力. 可见, 观察列车侧窗玻璃破碎的估计压力约为  $1.3 \times 10^5$  Pa.

表 2.4 给出了相邻轨道上对向列车以 240 km/h 通过时, 作用在观察列车侧窗玻璃上的峰值正压力和峰值负压力的量值. 由于作用在侧窗玻璃上的最大气动压力为 1468 Pa, 比图 2.28 给出的估计的破碎压力约小一个量级, 说明对向列车以 241 km/h 速度通过时, 观察列车侧窗玻璃是安全的, 但更高速度交会时仍然需要进行深入研究.

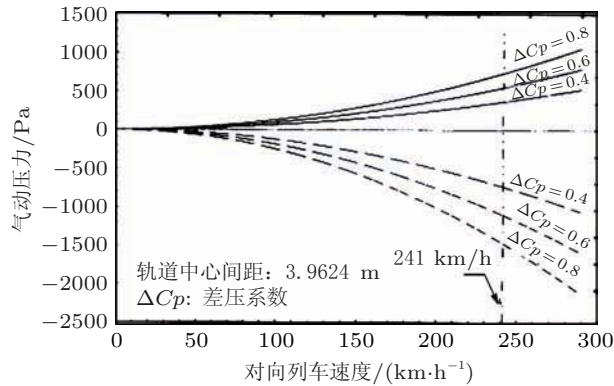


图 2.28

列车交会过程中作用在观察列车侧窗上的峰值气动压力

表 2.4 对向列车以 241 km/h 通过时作用在观察列车车窗上的峰值气动压力 (Pa)

$\Delta C_p = -0.4$		$\Delta C_p = -0.6$		$\Delta C_p = -0.8$	
最大值	最小值	最大值	最小值	最大值	最小值
367	-734	551	-1101	734	-1468



图 2.29

有效横风

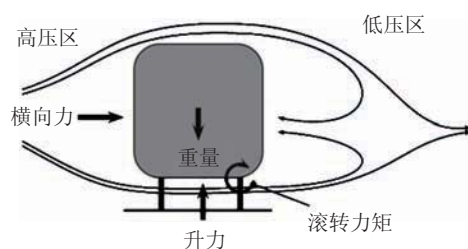


图 2.30

横风导致的气动力和力矩

## 2.5 高速列车横风气动效应

高速列车在横风条件下运行时,即使横风速度较低,有效横风速度也很大.有效横风速度是列车速度与横风风速合成的结果,如图 2.29 所示,有效横风风向与列车运行方向之间的夹角称为偏航角.偏航角的度数由列车速度、横风风速和横风风向决定.由于与列车速度相比,横风风速相对较低,所以横风偏航角通常小于  $40^\circ$ .可是,在一些特殊情况下横风偏航角有可能较大,例如,列车离开隧道或者强横风时.

高速列车轻量化设计是为了提高加速度、减少克服重力和摩擦力而消耗的能量.轻量化列车在强横风中运行时,尾迹流动中的回流导致在迎风侧形成高压滞止区,在背风侧形成低压区,且流动高速流过列车顶部时,在列车上侧形成低压区,这些高压区和低压区之间的压差,使得高速列车承受很大的气动力和力矩,如侧向力、升力和偏航力矩,如图 2.30 所示,从而导致高速列车存在倾覆或脱轨危险性 (Hemida 2006).

为了提高高速列车横风安全性和稳定性,对强横风条件下列车表面和列车周围的时均和瞬态气动力特性和流动结构进行了大量研究 (Baker 2003; Baker et al. 2004; Chiu 1995; Chiu et al. 1992; Copley 1987; Diedrichs 2003, 2005; Hoppmann et al. 2002; Khier et al. 2000; Suzuki et al. 2003).

### 2.5.1 横风作用下简化列车模型周围的流动

Hemida (2006) 数值和实验研究了横风条件下简化 ICE2 列车模型周围的流动,简化列车模型包括头车和虚拟尾车 (图 2.31),模型缩比 1:10,列车模型长度  $L = 3.552 \text{ m}$ 、

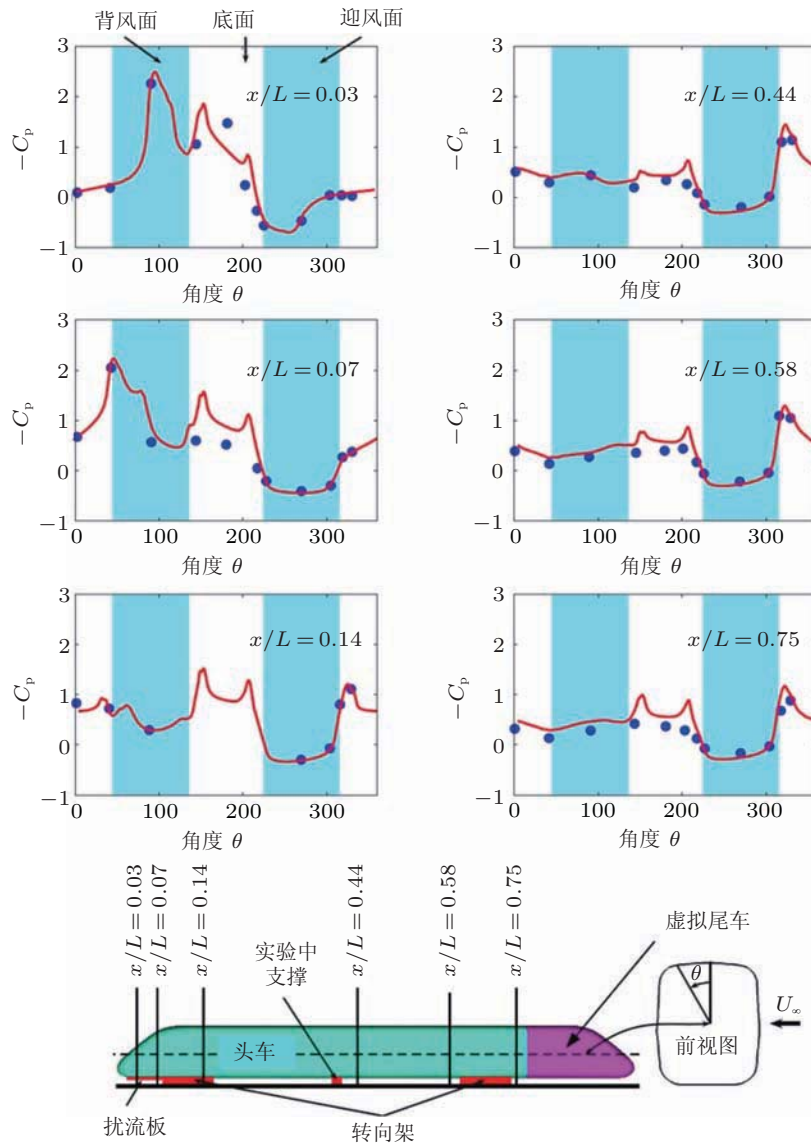


图 2.31

沿列车长度的表面压力系数分布: LES (实线), 试验数据 (圆点) (Wu 2004)

高度  $D = 0.358$  m, 列车与地板之间的间隙为  $0.0537$  m ( $0.15D$ ), 横风偏航角限制在  $30^\circ$  范围内, 基于自由流速度和列车高度的  $Re = 2 \times 10^5$ .

### 2.5.1.1 表面时均压力分布

图 2.31 给出沿列车长度不同位置处 (6 个横截面) 的表面压力系数  $C_p$  沿周向角  $\theta$  的分布. 实验结果表明, 直到  $x/L = 0.3$ , 列车底部出现负压力, 认为这一负压力是由

扰流板造成的. 转向架的影响导致在  $x/L = 0.07$  处底面上迎风角落处的  $C_p$  值较大, 但在  $x/L = 0.14$  处, 由于转向架的存在而没有测得底部上数据, 在这一位置处其他面上, 数值结果与实验数据相符. 远离列车头鼻部的  $x/L = 0.58$  和  $0.75$  处, 底部装置 (转向架、支撑和扰流板) 的影响仍然很明显. 此外, 车间间隙的影响在背风侧表面压力分布中有所表现, 此处实验值大于数值结果. 在前部 2 个横截面处 ( $x/L = 0.03$  和  $0.07$ ), 在头鼻部背风面边缘和头鼻部迎风面上分别观察到负压力峰值和最高压力, 这 2 个截面中的  $C_p$  峰值约为随后截面中的 2 倍, 这说明气动载荷集中在车头头鼻部区域, 使得头鼻部在横风稳定性中起重要作用.

### 2.5.1.2 高速列车周围的时均流动结构

图 2.32 是沿列车长度不同横截面处的时均静压等值面 (Hemida 2006), 表示的是高速列车周围时均流动中主要旋涡沿列车长度方向的演变过程,  $x/L \approx 0.6$  后, 旋涡  $V_{c1}$  从背风面脱落, 沿旋涡  $V_{c1}$  附着在列车表面上的距离, 形成了许多旋涡, 并从表面下部脱落. 图 2.33 不同横截面的流线图 (孙振旭等, 2012), 在背风侧有 2 个比较明显的涡系, 其中靠近地面的涡系位置比较稳定, 始终局限在背风侧下部拐角位置, 而远离地面的涡系越向下游发展强度越大, 影响范围也越广.

图 2.34 是高速列车周围的时均流动结构 (Hemida 2006). 2 个旋涡  $V_{c1}$  和  $V_{c2}$  起始于列车头部, 旋涡  $V_{c1}$  从头鼻部到尾车尾端自始至终伸展到尾迹流动, 旋涡尺寸增大却一直附着在列车表面上. 在列车背风面上边缘产生许多旋涡  $V_{cu}$ , 这些弱旋涡卷起并被强旋涡  $V_{c1}$  吞没. 强旋涡  $V_{c1}$  周围的回旋流动沿列车长度附着到头车背风面的上半部, 直到列车后半部分离. 相反, 另一个头鼻部旋涡  $V_{c2}$  一旦在列车头鼻部下侧生成, 就从列车表面脱离, 并向下游尾迹内传输. 在  $x/D \approx 1$  处, 另一个旋涡  $V_{c3}$  从车下流动分离, 生成后立即开始卷起并脱离, 并向下游尾迹内传输. 类似的, 另一个强旋涡  $V_{c4}$ , 出现在背风面下边缘处, 由于另一个弱旋涡  $V_{cb}$  的出现, 旋涡  $V_{c4}$  在列车长度方向尺寸增大, 旋涡  $V_{cb}$  在相同的边缘处生成, 在列车长度方向一个短距离后, 旋涡  $V_{c4}$  从列车表面脱离, 并向尾迹改变方向. 列车车体下脱离旋涡的发展进程由脱离旋涡  $V_{c5}$  继续.

数值模拟 (Wu 2004) 获得的尾迹流动结构与实验结果 (Copley 1987) 有所不同. 图 2.35 中 Copley (1987) 研究的在偏航角  $30^\circ$  横风条件下普通列车周围的流动图, 图中将尾迹脱落定义为在相同位置从背风面上下边缘脱落的 2 个连续旋涡. Wu (2004) 用脱体涡模拟方法对横风偏航角  $30^\circ$  时 ICE2 模型列车周围流动的计算结果表明, 尾迹流动中上部旋涡远远扩展到车间间隙后, 另一个旋涡直接从车间间隙后背风面上边缘脱落, 从车下脱落的几个旋涡从表面脱离, 并在较短距离内衰减.

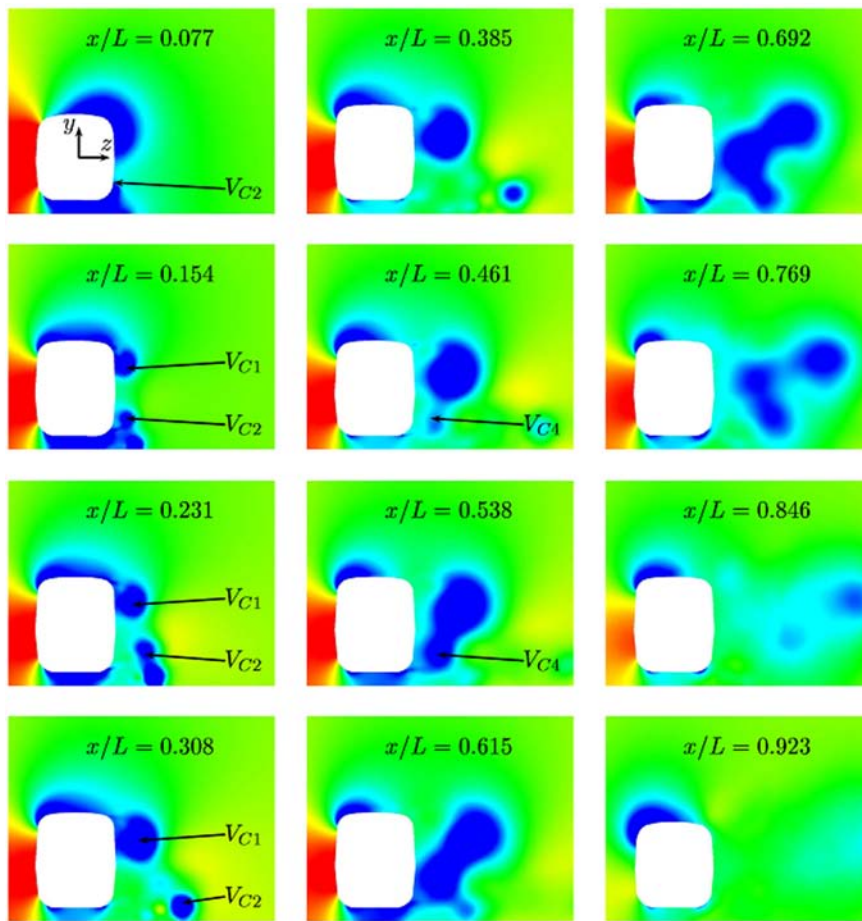


图 2.32

沿列车长度不同横截面处的时均静压等值面

### 2.5.1.3 横风条件下高速列车周围的瞬态流动结构

图 2.36 给出了  $x/L = 0.538$  横截面处瞬态静压等值面 (Hemida et al. 2009), 表示在  $x/L = 0.538$  平面内当地压力系数分布随时间的变化. 这个横截面内包含主要旋涡  $V_{c1}$ ,  $V_{c4}$  和部分尾迹旋涡  $V_{cu}$  和  $V_{cb}$ . 在时间  $t = t_0$  时, 旋涡  $V_{c1}$  尺度最大, 在背风侧和上部产生低压, 图中表示低压的深颜色区域较大. 在时间  $t = t_0 + 6\Delta t$  时, 旋涡  $V_{c1}$  的尺度最小. 旋涡  $V_{c1}$  的中心不随时间和空间变化, 可是, 旋涡尺寸以几乎不变的频率, 在平均尺寸左右以规则模式变化. 下部旋涡高度不稳定, 且其中心也不是固定的. 在  $t = t_0 + 8\Delta t$  时, 旋涡完全附着在列车表面上, 而在  $t = t_0 + 11\Delta t$  时, 旋涡完全脱离了. 图 2.35 也分析了这些旋涡的时间平均尺寸, 表明如果下侧旋涡存在, 则下侧旋涡是导致尾迹内旋涡脱落的因素, 而上侧旋涡则没有旋涡脱落.



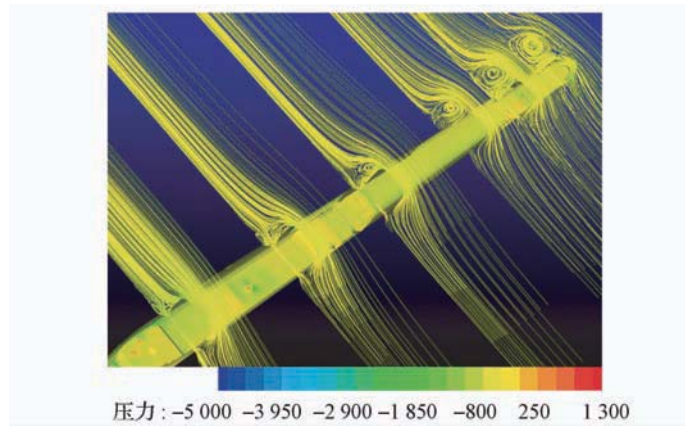


图 2.33

不同横截面的流线图

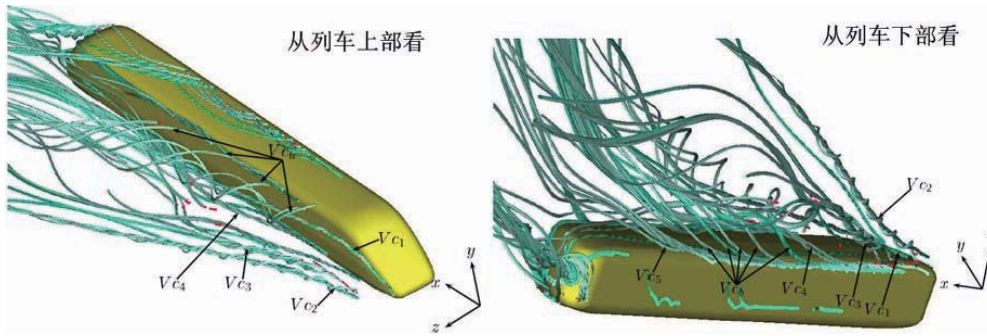


图 2.34

高速列车周围的时均流动结构

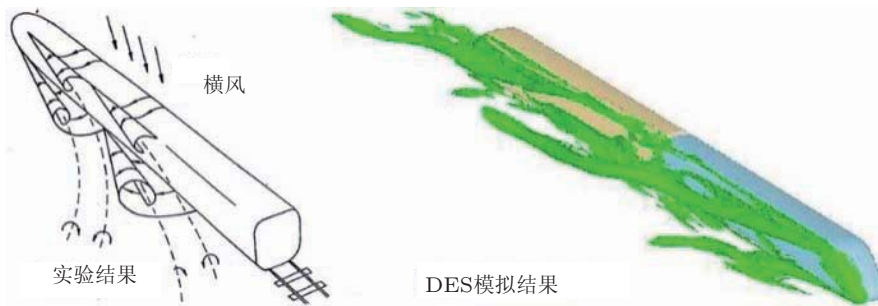


图 2.35

高速列车周围时均流动结构的数值模拟和实验结果

图 2.37 利用瞬态压力等值面给出尾迹结构 (Hemida et al. 2009). 流动在迎风面边缘从上表面脱落. 它重附在表面上, 在顶部表面上形成小分离泡. 在另一侧, 进入尾迹

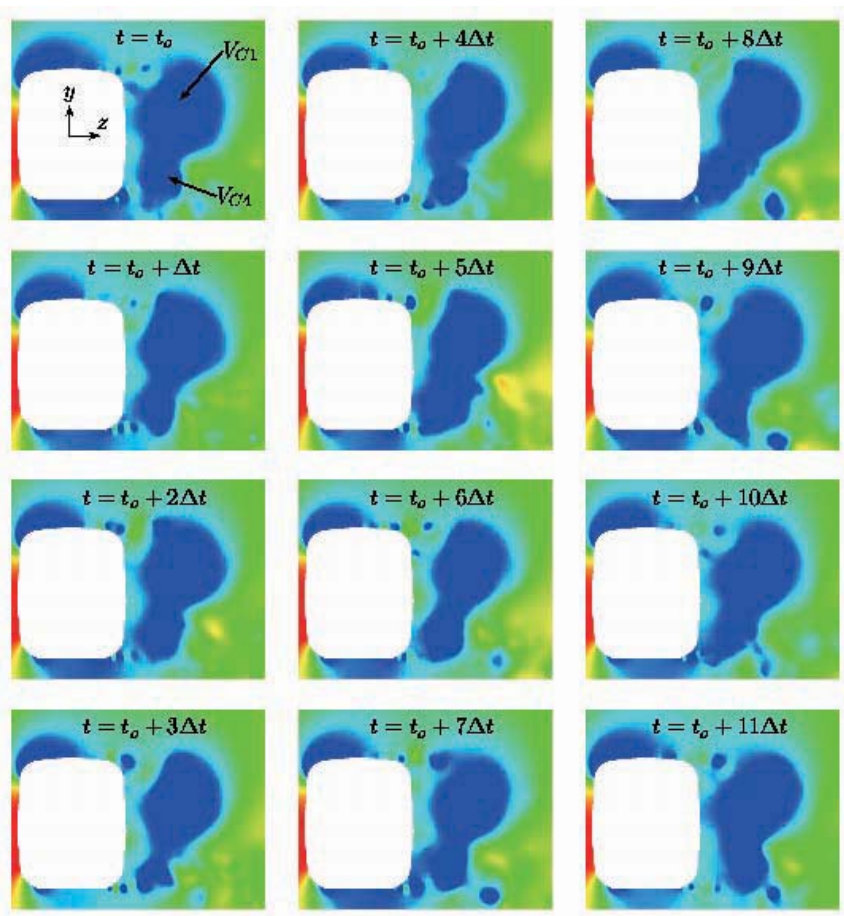


图 2.36

$x/L = 0.538$  横截面处瞬时静压等值面 ( $\Delta t = 0.1$  s)

前, 流动保持附着在底面上. 到达背风面时, 底面和上表面的流动从表面上分离, 形成从分离线出现的线旋涡. 这些线旋涡形成尾迹流动模式. 上侧旋涡比下侧旋涡更强、更稳定. 图 2.37 表明, 第 1 个上侧旋涡从头车鼻端的到尾车尾端在尾迹流动内扩展, 尺寸增大, 但在列车前部约  $5D$  长度范围内但保持附着在列车表面上, 此后变得不稳定并破碎. 下侧旋涡是高度不稳定的, 这些旋涡的涡核在水平面内低频振荡, 它们以相同的频率在列车表面上附着和脱落, 尾迹内旋涡脱落主要是下侧旋涡. 尾迹旋涡从列车的附着和脱落, 导致表面压力波动, 从而影响气动系数.

### 2.5.2 横风条件下高速列车气动力和力矩特性

Orellano 等 (2006) 对如图 2.31 所示简化的 ICE2 高速列车缩比模型进行风洞实验, 研究了  $-30^\circ < \beta < 60^\circ$  偏航角范围内第 1 节车厢 (头车) 上的气动力和力矩特性.

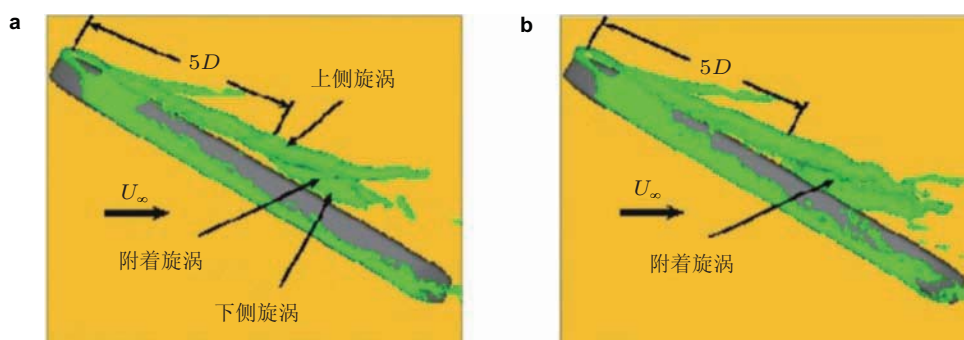


图 2.37

两个不同时间的瞬态压力等值面 (从列车上部看)

图 2.38 给出了不同风速条件下气动力系数与偏航角的关系 (Orellano et al. 2006). 头车阻力系数随偏航角增大而减小, 这是由于头鼻部区域的翼型效应, 导致了存在低静压区域. 直到  $10^\circ$  偏航角, 速度的影响相对较小, 对较大的偏航角, 速度的影响增强. 侧向力和滚转力矩及升力一起是与倾覆最相关的参数. 侧向力系数随偏航角增大而增大, 在偏航角大于  $50^\circ$  后, 表现出渐近线特性. 对最大约  $12^\circ$  的较小偏航角, 升力系数为负值, 即产生向下升力. 对较大的偏航角, 不稳定的正 (向上) 升力有越来越大的趋势.

图 2.39 给出不同风速条件下气动力矩系数与偏航角的关系 (Orellano et al. 2006). 滚转力矩是迎风方向轮对减载的原因, 是影响列车横风稳定性的最重要气动系数之一. 图 2.39 表明, 随偏航角增大, 滚转力矩系数增大, 在  $50^\circ$  偏航角左右达到渐近线特性. 滚转力矩系数与  $Re$  没有关系. 俯仰力矩确定了车辆前转向架和后转向架的载荷分布. 对最大约  $5^\circ$  的较小偏航角, 俯仰力矩系数相对较小. 然后, 直到最大约  $20^\circ$  偏航角时, 俯仰力矩系数随偏航角增大而快速增大. 随偏航角增大, 这导致了前转向架的减载. 对更大偏航角, 俯仰力矩系数再次减小, 在约  $35^\circ$  偏航角时, 达到 0. 俯仰力矩系数是受  $Re$  变化影响最大的系数. 可是, 由于其值相对较小, 所以只对与倾覆危险性有很小影响. 偏航力矩系数随偏航角增大而单调增大, 几乎与  $Re$  没有关系. 偏航力矩影响相应转向架的迎风侧和背风侧轮对之间的载荷分布. 这一影响是由二系悬挂与钢轨顶部之间间隙造成的. 正偏航力矩导致前转向架迎风侧轮对减载、后转向架背风侧轮对减载. 因此, 正偏航力矩和俯仰力矩都导致了前转向架迎风侧轮对的减载. 对后转向架, 正偏航力矩有助于防止前转向架迎风侧轮对的减载, 起到稳定力矩的作用. 结果是观察到前转向架非常重要, 决定着重量沿长度均匀分布列车的横风稳定性.

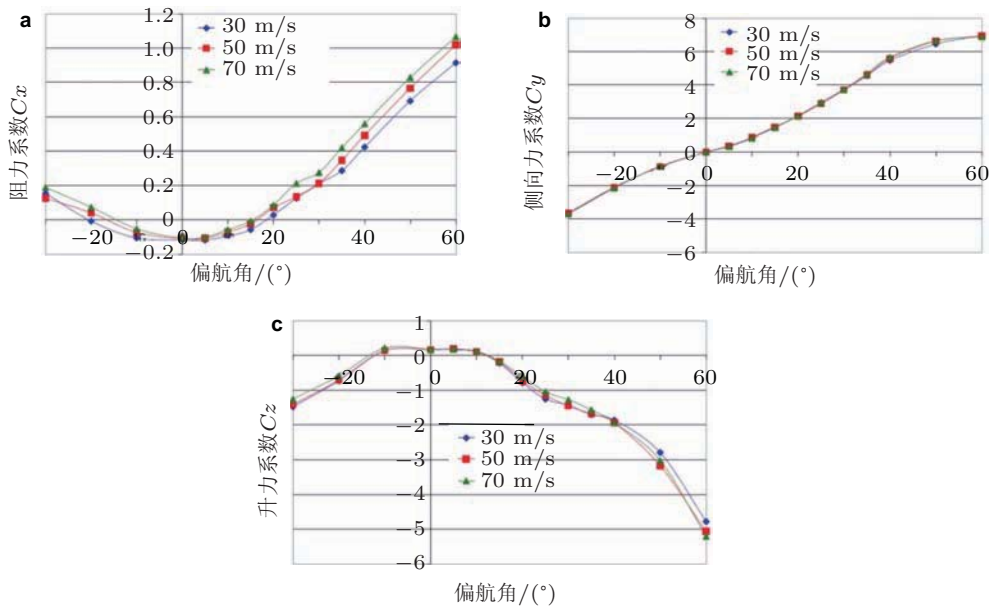


图 2.38

气动力系数与偏航角的关系

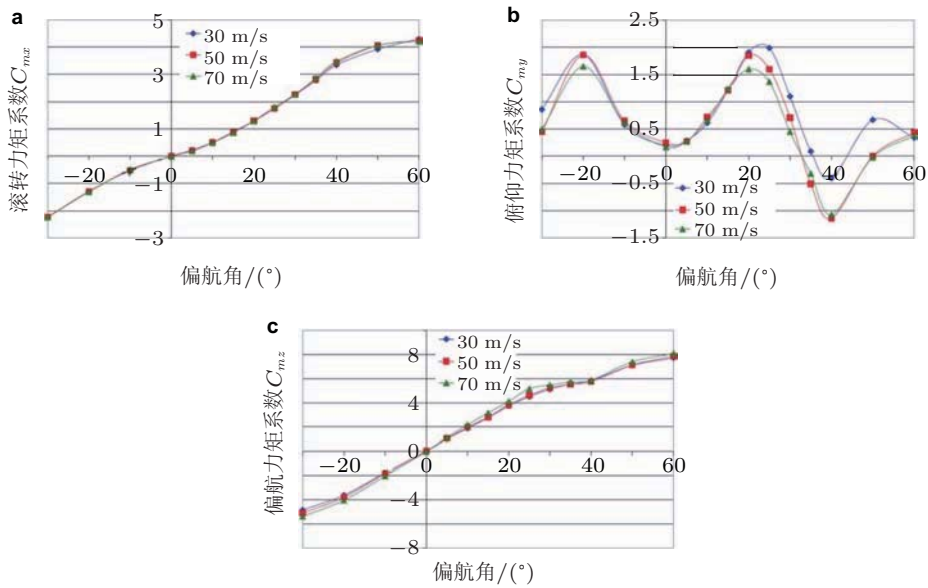


图 2.39

气动力矩系数与偏航角的关系

### 2.5.3 桥梁上高速列车的横风气动特性

横风条件下高速列车的气动特性不但取决于列车形状而且取决于基础设施构型,

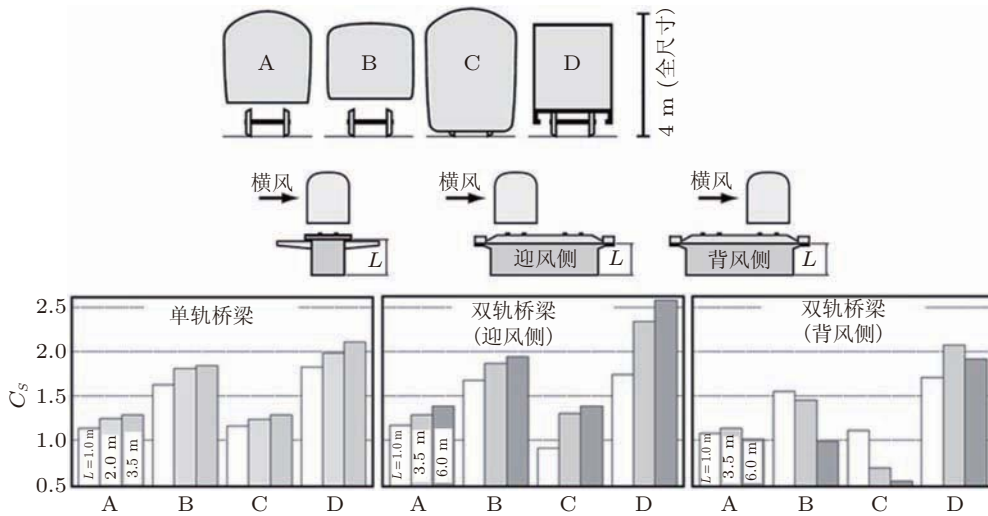


图 2.40

横风条件下不同桥梁上中间车的侧向力系数

如桥梁和路堤 (Matsumoto et al. 1996). Suzuki 等 (2003) 通过风洞实验研究在类似桥梁和路堤的典型基础设施构型上典型列车形状的气动特性.

为研究横风条件下列车和桥梁形状对气动特性的影响, 分别选择了 4 类列车和 3 类单轨和双轨桥梁 (图 2.40). 图 2.40 给出横风条件下作用在桥梁上列车的中间车上的侧向力的实验结果 (Suzuki et al. 2003), 横风垂直于车厢, 即偏航角  $\beta = 90^\circ$ . 可见, 随列车顶部变得更平直, 侧向力系数增加的更大. 对圆形顶部列车, 侧向力系数减小而升力系数增大, 因为在列车顶部形成负压区. 由于侧向力对列车倾覆的影响比升力大, 所以在保持横风稳定性方面, 圆形顶部比平直顶部更安全. 在单轨桥梁以及在双轨桥梁迎风侧, 桥梁主梁厚度  $L$  增大, 侧向力系数增大. 这是由于列车和桥梁作为整体的总宽长比改变了, 列车背风侧的压力分布也改变了. 对双轨桥梁情况, 列车在迎风侧轨道上时的侧向力系数大于在背风侧轨道上时的, 因为作用在背风侧轨道上列车上的风速小于作用在迎风侧轨道上列车上的.

列车迎风车轮载荷为 0 的倾覆临界条件取决于相对于列车的风速和风向, 因此, 有必要不但在垂直风向、而且在倾斜风向条件下, 确定头车和中间车的气动特性. 图 2.41 给出单轨桥梁上列车 E 头车和第 2 节车厢的侧向力系数与风向角的关系. 在约  $75^\circ$  时, 头车侧向力系数最大. 在约  $90^\circ$  时, 第 2 节车厢侧向力系数最大, 且侧向力系数值相对于  $90^\circ$  是对称的. 桥梁上头车和第 2 节车厢上的侧向力系数的变化趋势是主梁厚度  $L$  越大, 侧向力系数越大.

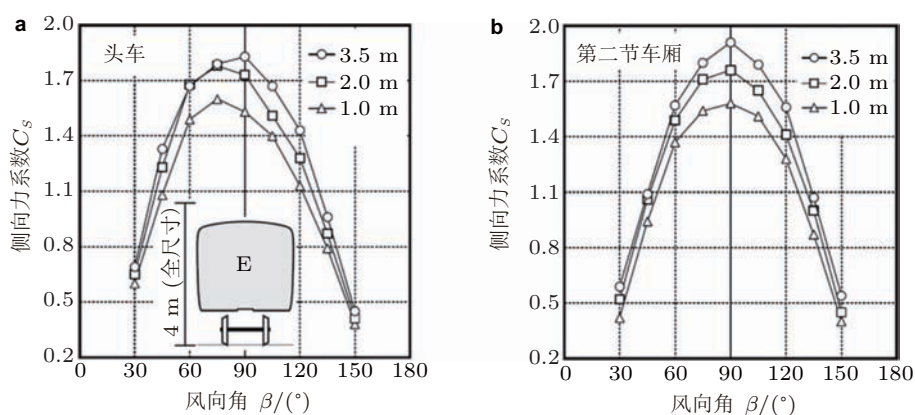


图 2.41

单轨桥梁上列车 E 头车和第 2 节车厢上的侧向力系数与风向角的关系

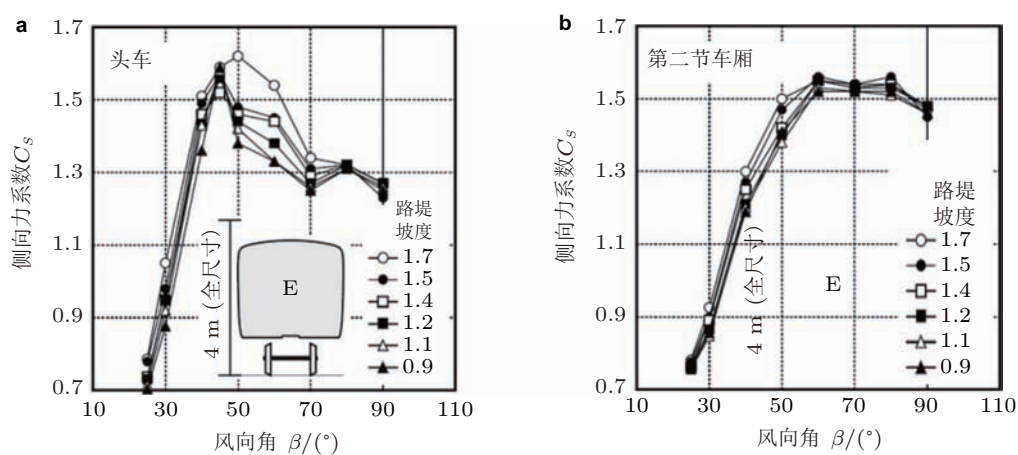


图 2.42

横风条件下路堤上列车 E 头车和第 2 节车厢上的侧向力系数与风向角的关系

#### 2.5.4 路堤上高速列车的横风气动特性

在一定环境风速下, 路堤上的风速大于平坦路段的风速, 列车在路堤上所受横向气动力较大 (Andersson et al. 2004), 而且与列车速度、横风风速、路堤高度、路堤倾角 (罗建斌等 2013) 等紧密相关。

图 2.42 给出 7m 高路堤上列车 E 的头车和第 2 节车厢上的侧向力系数 (Suzuki et al. 2003). 对头车, 约在  $45^\circ$  风向角时侧向力系数最大, 因为与  $90^\circ$  时相比, 顶部迎风侧角落上的吸力峰值较小, 而在背风侧的负压力场较大. 风向角在  $60^\circ \sim 90^\circ$  之间时, 列车 E 第 2 节车厢上的侧向力系数几乎是常数, 表现出与桥梁上明显不同的气动特性. 头车和第 2 节车厢上的侧向力系数随路堤坡度的减小而减小。

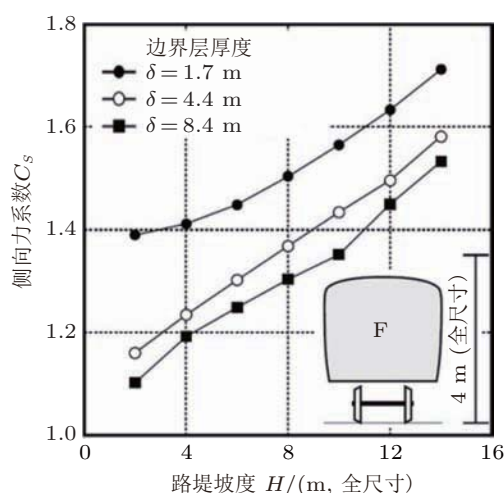


图 2.43

路堤上列车 F 中间车上的侧向力系数

为探讨路堤高度对横风条件下列车气动特性的影响, 在斜坡倾斜度  $1.5$  时, 通过从  $2$  m 到  $14$  m 改变路堤高度开展实验研究. 研究表明, 路堤越高, 边界层厚度越小. 图 2.43 给出风洞速度  $30$  m/s、偏航角  $90^\circ$  时列车 F 中间车上的侧向力系数. 很明显, 高路堤上的侧向力系数大于低路堤上的, 边界层厚度越大, 侧向力系数越小. 这是因为路堤导致风速快速增大, 且由于路堤越高边界层越薄, 造成边界层上受横风影响的面积增加很多.

列车速度和风速对路堤上高速列车横风气动特性影响的研究表明 (谭根深等 2008), 列车速度不变、风速增大时, 列车升力增幅大于侧力增幅. 风速不变、列车速度增大时, 侧力增幅大于升力增幅. 因此, 高速列车升力受侧风风速影响较大. 随风速和车速的增大, 头车倾覆力矩及增幅远大于中间车和尾车. 因此, 进一步提高列车运行速度时, 应更加注重头车的气动性能研究.

### 2.5.5 高速列车横风安全性研究

根据我国发布的《高速动车组整车试验规范》, 高速列车的运行安全性用脱轨系数、轮重减载率、轮轴横向力和轮轨垂向力来评定, 各指标应小于下列限值: 脱轨系数限值为  $0.80$ ; 动态轮重减载率限值为  $0.80$ ; 轮轴横向力限值为  $10+P_0/3$ , 其中:  $P_0$  为轴载荷 (kN); 轮轨垂向力限值为  $170$  kN.

对 3 辆编组简化列车模型的数值计算表明, 头车的安全性最差 (于梦阁 2011a), 因此重点对头车的运行安全性进行分析. 当列车运行速度为  $350$  km/h 时, 头车的运行安全性指标 (脱轨系数、轮重减载率、轮轴横向力、轮轨垂向力) 随风速大小和风向角的

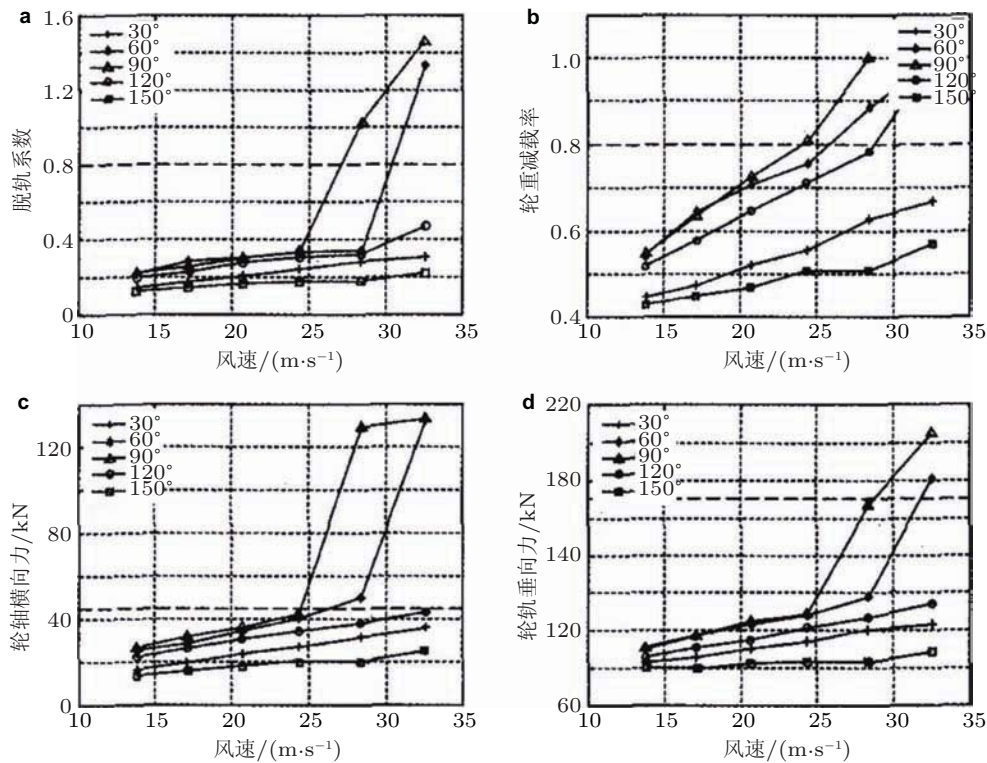


图 2.44

头车运行安全性各指标随风速的变化规律 (列车速度 350 km/h)

变化规律见图 2.44. 当风向角为  $90^\circ$  时, 各个安全性指标均达到最大. 不同风向角下的安全性指标大小均遵循  $90^\circ > 60^\circ > 120^\circ > 30^\circ > 150^\circ$  的规律. 随着风速大小的增加, 各个安全性指标均增大 (于梦阁 2011b).

对高速列车运行安全性的进一步研究表明 (郗艳红 2012), 风速越大, 列车最高安全运行速度越低; 风速越小, 列车最高安全运行速度越高. 如果使用轮轨垂向力和轮轴横向力作为列车安全运行的控制指标, 则在所计算的列车速度为 200 km/h~380 km/h 的范围内都是安全的. 如果以脱轨系数和轮重减载率作为控制指标, 则在达到危及安全的速度限值前, 其他安全性指标, 如轮轨垂向力和轮轴横向力等均在安全限值以内. 因此, 建议同时以脱轨系数和轮重减载率作为确定高速列车在横风环境中最高允许运行速度的依据, 使高速列车在复杂风环境下具有足够的运行安全性.

数值模拟确定了横风作用下列车的安全运行速度阈值, 得到如图 2.45 所示的拟合曲线 (郗艳红 2012). 由于在列车速度 200 km/h~380 km/h 和风速 10 m/s~30 m/s 范围内, 使用京津线轨道谱得到的脱轨系数均未超限, 因此以脱轨系数为判据时, 只给出德国轨道谱下的速度限值.



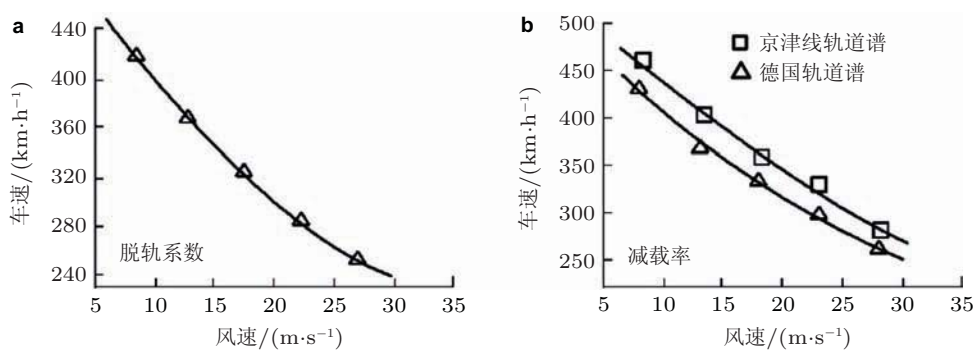


图 2.45

不同判据确定的风速-车速关系

以脱轨系数为判据, 使用德国轨道谱时的风速-车速拟合曲线函数关系为

$$v_{tr,max} = 0.17626v_w^2 - 15.79809v_w + 559.12 \quad (2.1)$$

式中,  $v_{tr,max}$  和  $v_w$  分别为列车的最大安全运行速度和  $90^\circ$  风向角的横风风速, 单位分别是 km/h 和 m/s. 由式 (2.1), 无横风时以脱轨系数为判据的列车限速临界值为 559.12 km/h.

以减载率为判据的风速-车速拟合曲线的函数关系为,

使用京津线轨道谱

$$v_{tr,max} = 0.08983v_w^2 - 12.36834v_w + 573.232 \quad (2.2)$$

使用德国轨道谱

$$v_{tr,max} = 0.13011v_w^2 - 13.43297v_w + 548.356 \quad (2.3)$$

由式 (2.2) 和 (2.3) 可知, 无横风时以轮重减载率为判据的列车限速临界值, 京津线轨道谱为 573.23 km/h, 德国轨道谱为 548.36 km/h. 与德国高速铁路线路相比, 京津线高速铁路线路状态良好, 总体优于德国线路.

考虑零风速的临界速度点, 形成新的以脱轨系数和轮重减载率为判据的风速-车速曲线, 得到不同横风作用下的列车运行速度安全域, 如图 2.46 所示.

以脱轨系数为判据的风速-车速拟合曲线的函数关系为

$$v_{tr,max} = 500.3679 - 8.8784v_w \quad (2.4)$$

由该式可推算出列车静止时能承受的最大风速为 56.35 m/s.

以轮重减载率为判据的风速-车速拟合曲线的函数关系为

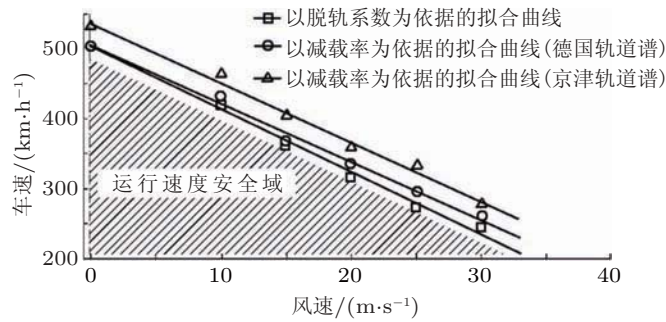


图 2.46

横风作用下列车在平地上运行速度安全域

使用德国轨道谱

$$v_{tr,mac} = 501.6486 - 8.1765v_w \quad (2.5)$$

使用京津线轨道谱

$$v_{tr,mac} = 534.8543 - 8.4669v_w \quad (2.6)$$

由它们推算出当列车静止时能够承受的最大风速分别为 61.35 m/s 和 63.17 m/s.

采用京津线轨道谱和德国轨道谱, 列车的最大运行速度都随着横风风速的增大而减小. 但同一风速下, 两者给出的列车最大运行速度有一定的差异, 风速越小, 差异越小. 采用德国轨道谱得到的列车最大安全速度低于采用京津线轨道谱得到的列车最大安全速度, 偏于安全. 当风速不超过 20 m/s 时, 二者的差距不超过 5%; 当风速为 20~30 m/s 时, 二者的差距从 5% 逐步增大到 14% 左右. 因此, 风速较低 (小于 20 m/s) 时, 采用由 2 种轨道谱仿真计算给出的列车最大运行速度基本相等, 可以取安全裕量略小的最大运行速度 (由京津线轨道谱计算); 风速较大 (大于 20 m/s) 时, 选取偏安全的最大运行速度 (由德国轨道谱计算).

## 2.6 高速列车隧道气动效应

### 2.6.1 隧道内压力波

列车高速通过隧道产生的空气动力学问题比明线运行更加复杂 (梅元贵等 1995). 图 2.47 是高速列车进入隧道产生压力波、压力波在隧道内传播以及在隧道出口反射的示意图 (Baron et al. 2001). (a) 列车头车进入隧道产生压缩波 ①, 压缩波在隧道内以音速  $c$  传播; (b) 列车尾车进入隧道产生膨胀波 ②, 膨胀波在隧道内以音速  $c$  传播; (c) 压力波 ① 和 ② 在隧道开口端的反射波. 其中,  $Ut$  是列车速度,  $c$  是音速.

图 2.48 表示高速列车通过隧道时的波形图, 头车进入隧道, 产生压缩波, 尾车进入隧道, 产生膨胀波, 压缩波和膨胀波以接近音速的速度沿隧道传播. 压缩波到达隧

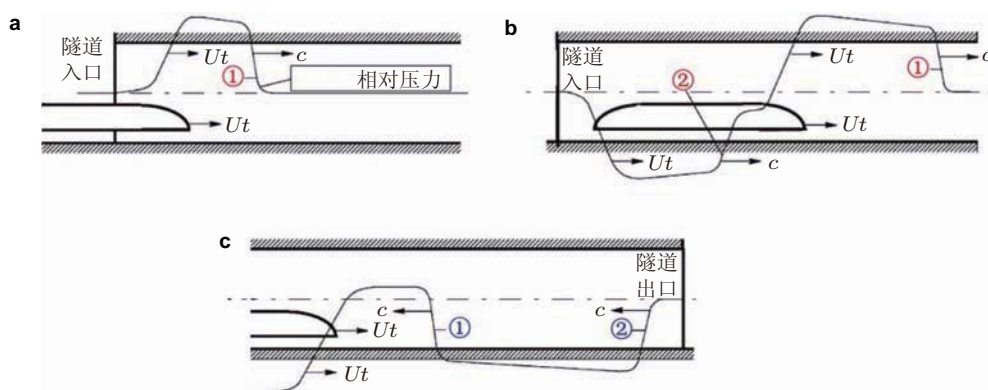


图 2.47

列车进入隧道产生的压力波及其在隧道出口的反射示意图

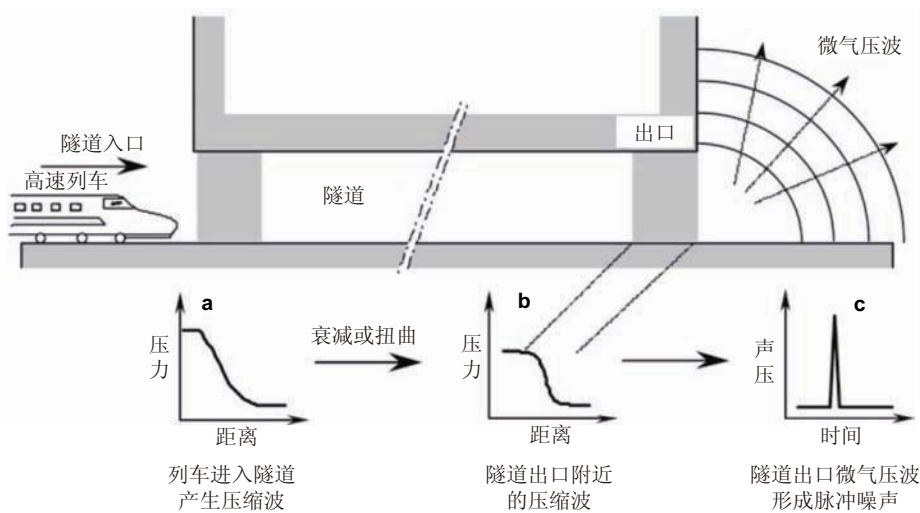


图 2.48

高速列车通过隧道时的波形图

道出口, 一部分反射回隧道形成膨胀波, 另一部分形成微压波向隧道外散射出去; 同样, 膨胀波的一部分在隧道出口反射回隧道形成压缩波, 另一部分同样形成微压波向隧道外散射. 列车在隧道内运行, 自身也产生压力波, 对隧道内的压缩波和膨胀波产生反射波. 因此, 在隧道内发生一系列复杂的各种压力波的相互作用, 形成复杂的压力波系, 列车通过隧道时受到复杂压力波系的作用, 首先, 作用在列车表面的压力波穿透车体传播到列车内, 影响乘坐舒适性, 其次, 导致列车受到非正常气动载荷作用而影响列车运行安全性 (Kim 1997; Vardy 1996a, 1996b).

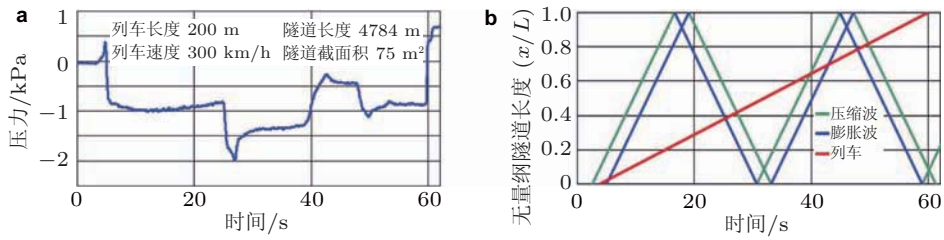


图 2.49

列车通过隧道时测得的压力分布与压力波演变机理

### 2.6.2 隧道内压力波影响因素

高速列车通过隧道时在隧道内形成复杂的压力波系 (图 2.49) (Martínez et al. 2008), 是导致隧道出口微压波和隧道内高速列车运行稳定性和安全性的主要原因. 实验研究和数值分析都证实隧道内压力波系与列车速度、头车形状、堵塞比、隧道形状等影响因素有关.

#### 2.6.2.1 隧道长度

隧道长度是影响隧道内压力波特性的主要因素之一, 它决定着列车进入隧道产生的压力波及一系列反射波在隧道内传播需要的时间, 以及压力波幅值的大小. 图 2.50 是相同列车通过不同隧道时在列车头车测得的压力变化分布 (Martínez et al. 2008). 可见, 列车以几乎相同的速度通过不同长度、不同横截面积的隧道时, 隧道内压力波变化规律基本相同, 且隧道长度越长, 不同阶段压力波通过隧道时间越长. 隧道横截面积不同, 即堵塞比不同, 压力波峰值不同. 但是, 并不是隧道横截面积越小, 压力波峰值越大. 因为 Buaierca 隧道横截面积比 Sagides 隧道小, 比 Paracuellos 隧道大, 但其压力波负幅值却最大. 这表明隧道长度影响着压力波幅值大小, 但并不是隧道越长或越短, 压力波幅值就越大, 而是存在一个临界隧道长度, 其压力波幅值最大, 这个临界隧道长度称为最不利隧道长度.

#### 2.6.2.2 隧道形式

高速铁路隧道形式主要有单洞复线隧道、双洞单线隧道、内置开孔隔墙隧道 (梅元贵等 2011) 等, 通常隧道内都有通风井, 而双洞单线隧道则设置横向通道相连, 隧道形式不同, 隧道内压力波特性也明显不同.

图 2.51 给出了高速列车通过不同形式隧道导致的压力变化历程 (Mei 2013), 测点位置离隧道入口 500 m, 表 2.5 给出了高速列车通过不同形式隧道导致的压力变化极值和减小量 (Mei 2013). 其中, 隧道长度 2 km, 横截面积 100 m². 列车长度 400 m, 横截面积 11.89 m², 列车速度 300 km/h. 通风井和横向通道离隧道入口 600 m, 横截面积

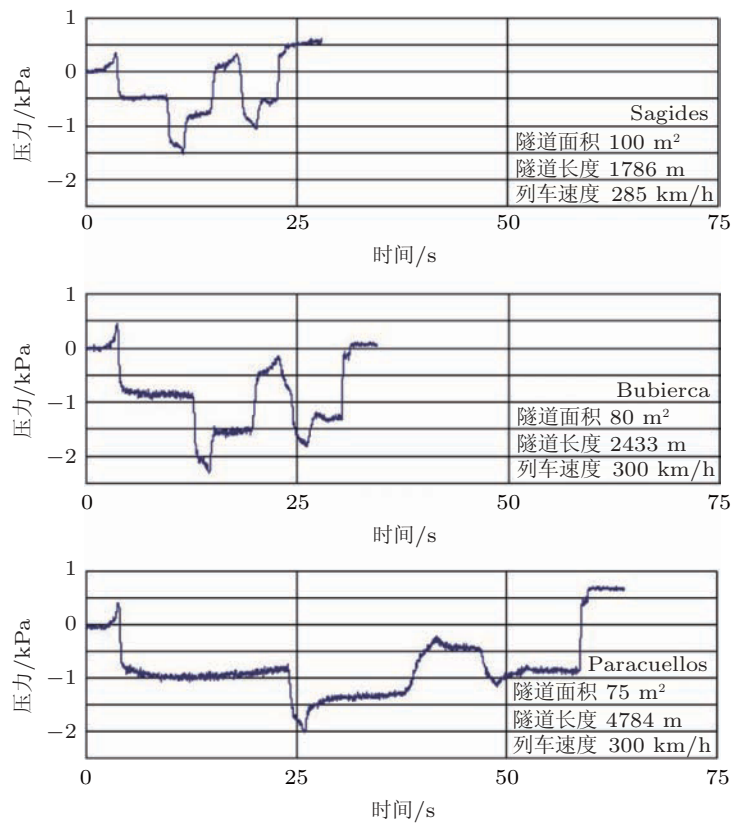


图 2.50

相同列车通过不同长度隧道时测得的压力分布

表 2.5 高速列车通过不同形式隧道导致的压力变化极值和减小量

隧道形式	压力变化		压力变化		3 s 内压力变化	
	最大值/kPa	减小量	最小值/kPa	减小量	最大值/kPa	减小量
普通隧道	2.48		-2.57		3.26	
有通风井隧道	1.32	47%	-1.00	61%	2.10	36%
有横向通道隧道	1.39	44%	-1.19	54%	1.62	50%
内置开孔隔墙隧道	5.03 (无孔)		-4.84 (无孔)		6.56 (无孔)	
	3.76 (开孔)	25%	-2.58 (开孔)	47%	4.52 (开孔)	31%

16.28 m<sup>2</sup>, 长度分别为 30 m 和 40 m. 内置隔墙均匀开孔, 开孔直径 0.72 m, 孔间距 25 m, 共有 79 个开孔.

由图可见, 采用通风井和横向通道都能有效降低隧道内压力波幅值, 但通风井和横向通道的相关参数都需要进行优化 (赵宇等 2008; 孙春华 2014). 隧道内置隔墙可隔离两列车对向通过隧道时的相互影响, 并在一侧隧道发生火灾或其他灾难时为人员提

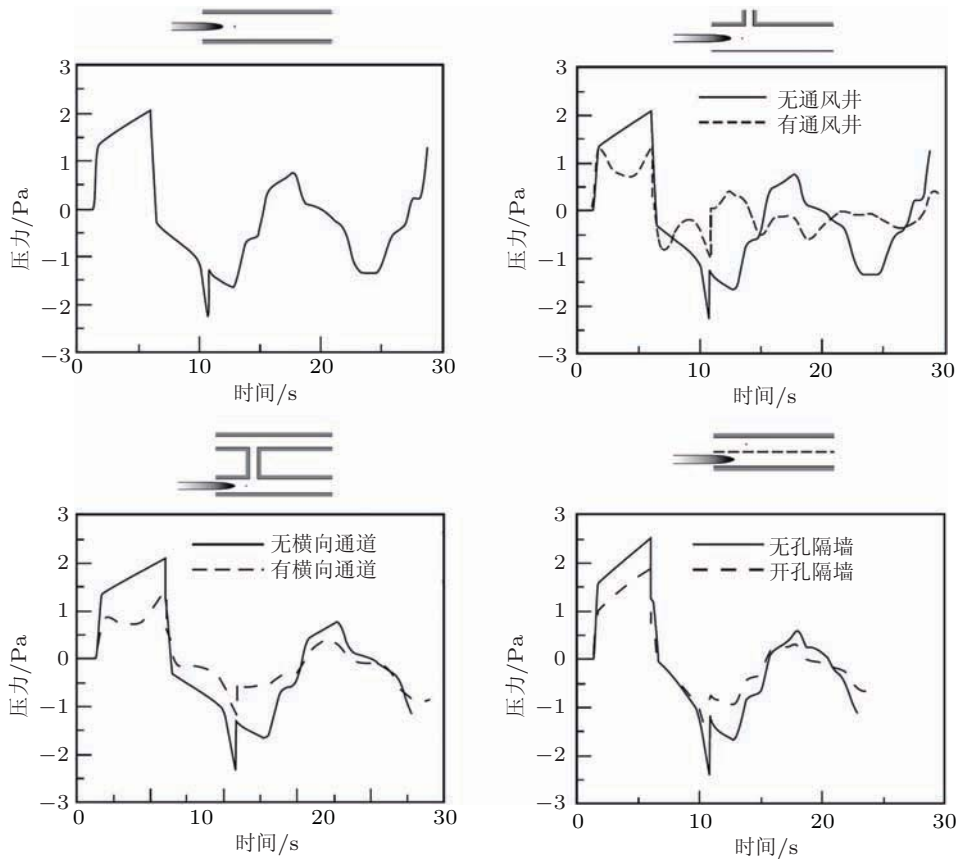


图 2.51

高速列车通过不同形式隧道导致的压力变化历程

供逃生通道. 但是隔墙减小了隧道的横截面积, 导致隧道内压力波幅值增大 (图 2.51). 相比于内置无开孔隔墙隧道, 列车在内置开孔隔墙隧道内运行所排开的空气通过隔墙上的开孔流入到无车隧道, 增大了有车隧道内空气流动的空间, 有“泄流”作用. 而且隔墙开孔后, 增加了隧道内压缩波和膨胀波的反射/折射端口, 减缓有车隧道空间内的压力波动, 减小压力波动幅值.

### 2.6.2.3 列车速度和车型

列车速度也是影响隧道内压力波特性的主要因素, 它是决定隧道内压力波的关键因子. 图 2.52 是不同车型高速列车以不同速度通过相同隧道时的无量纲压力随时间的变化 (Martínez et al. 2008), 隧道长度 4784 m. 可见, 不同类型高速列车以不同速度通过相同隧道时, 在列车相同位置处测得的无量纲压力的变化规律几乎相同, 只是在第 1 个被反射膨胀波到达前, 不同的是压力波幅值有所差异, 这是由于不同高速列车的横截面积不同, 堵塞比不同, 造成压力波幅值不同. 此外, 列车速度越低, 在隧道内运

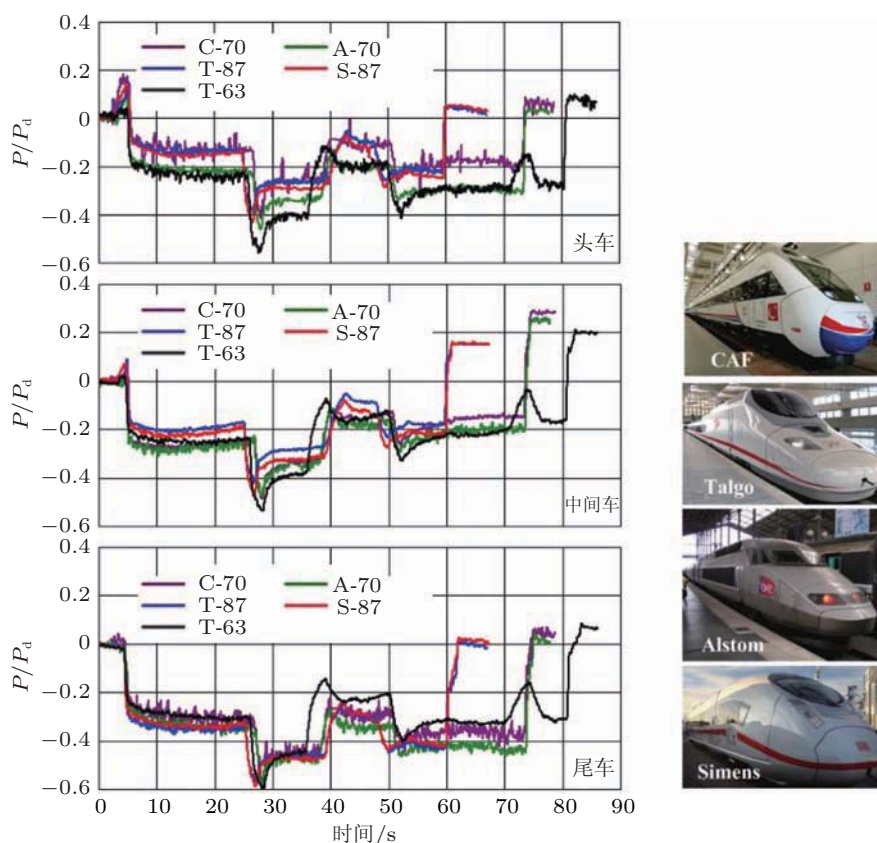


图 2.52

不同列车以不同速度通过相同隧道时相同位置处无量纲压力分布 (图中, C-70 表示 CAF 列车, 速度 70 m/s; T-87 表示 Talgo 列车, 速度 87 m/s, T-63 表示 Talgo 列车, 速度 63 m/s; A-70 表示 Alstom 列车, 速度 70 m/s; S-87 表示 Siemens 列车, 速度 87 m/s)

行时间越长, 就会有更多的压力波影响到列车. 观察压力波数量的变化知道, 列车在隧道的运行时间要超过某一临界时间.

模型实验 (王英学等 2004) 给出了堵塞比为 0.27、隧道出口无缓冲结构条件下, 列车速度与隧道内压力波最大压力值的关系曲线 (图 2.53), 可见列车进入隧道时形成的最大瞬变压力值与列车速度的平方成正比.

#### 2.6.2.4 列车长度

不同长度高速列车驶入隧道时, 头车前部测得的无量纲压力变化明显不同. 图 2.54 是 2 种相同外形不同编组长度列车通过相同隧道时, 在隧道入口处头车前部测得的无量纲压力变化 (Martínez et al. 2008). 可见, 对长编组列车, 入口压缩波峰值较大; 而对短编组列车, 尾车进入隧道产生的膨胀波到达头部时间比长编组更早, 且负压值

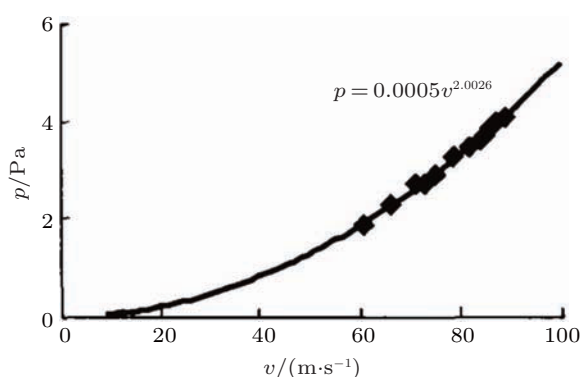


图 2.53

隧道内压力波最大压力与列车速度的关系曲线

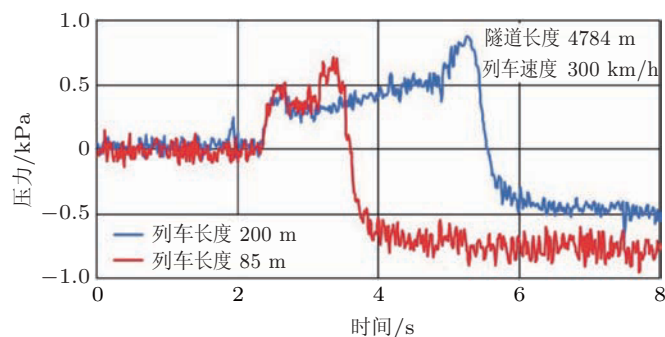


图 2.54

不同长度列车以相同速度通过相同隧道时在隧道入口处测得的压力分布

更大.

### 2.6.2.5 列车外形

外形不同、横截面积相同的列车以相同速度进入隧道产生的压缩波幅值几乎相同,但压缩波变化过程有差异.图 2.55 是 2 种不同外形列车以相同速度通过相同隧道时在隧道入口处头车传感器测得的压力变化分布 (Martínez et al. 2008). 图中 2 列列车具有相似的长度和横截面积,同样以 300 km/h 的速度进入隧道.可见,在试验速度下,列车外形不同几乎不影响压力波幅值,影响的只是压缩波形成的过程.

### 2.6.2.6 堵塞比

列车与隧道的横截面积比 (堵塞比  $R$ ) 是隧道内压力波特性的重要的参数之一 (Ogawa et al. 1994, Iida et al. 1990, Vardy 1996b, Yamamoto 1973). 根据统计分析,图 2.56 给出压缩波压力最大值与堵塞比和列车车速的关系曲线 (王英学等 2006), 压力



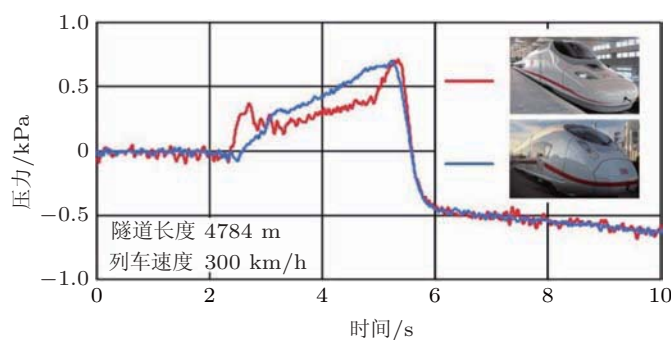


图 2.55

不同外形列车以相同速度通过相同隧道时在隧道入口处测得的压力分布

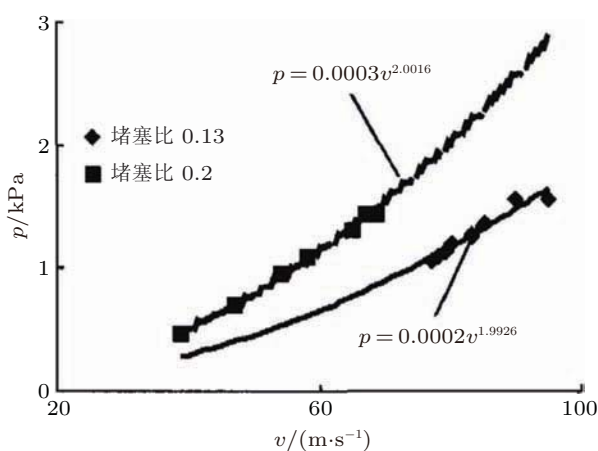


图 2.56

不同堵塞比时压缩波压力最大值与列车车速的关系曲线

波动与隧道堵塞比之间有下列关系 (张译 1994, 王建宇 1995)

$$p_{\max} = kR^N v^2 \tag{2.7}$$

其中,  $k$  为条件常数;  $R$  为堵塞比;  $v$  为列车速度;  $N$  为瞬变压力对应的堵塞比幂指数系数, 单一列车在隧道中运行时,  $N = 1.3 \pm 0.25$ .

可见, 压缩波压力最大值随堵塞比的增大而增大, 且几乎与列车速度的平方成正比.

对模型实验获得的堵塞比与压力波关系的拟和曲线整理得到 (王英学等 2006), 速度指数并不完全是 2 次幂, 而系数  $N$  的计算公式如下

$$N = \frac{\ln(p_{\max}^1/p_{\max}^2) + (\alpha_1 - \alpha_2) \ln(v)}{\ln(R_1/R_2)}$$

其中,  $R_1, R_2$  为堵塞比,  $R_1 = 0.2, R_2 = 0.13$ ;  $v$  为列车速度;  $\alpha_1, \alpha_2$  为拟合函数中列车速度  $v$  的幂指数;  $p_{\max}^1, p_{\max}^2$  为列车速度  $v$  时  $R_1, R_2$  对应的压力值. 根据模型实验的拟合曲线分析得到堵塞比对压缩波最大值影响的幂指数值  $N$  为 1.1.

### 2.6.3 隧道出口处微气压波

列车进入隧道, 产生压力波 (压缩波或膨胀波), 压力波以接近音速的速度沿隧道传播, 到达隧道开口端, 一部分压力波反射回隧道向另一端传播, 另一部分向隧道外散射出去形成微气压波, 它与隧道内压力波特性有密切关系, 从隧道出口散射出去的微气压波形成脉冲噪声, 随着列车速度的提高, 微气压波造成的隧道出口噪声和振动成为逐渐严重的一类新型环境问题.

通过大量研究, 对隧道出口微气压波了解的越来越深入. 隧道出口微气压波的波形中有一个持续时间短的峰值, 微气压波量级与隧道出口压力波形态密切相关, 约与压力波形态的时间微分成正比. 隧道出口微气压波除与隧道内压力波特性有关外, 还与列车速度、列车头型、隧道长度、堵塞比 (列车与隧道的横截面积比)、轨道特性 (有砟轨道或无砟轨道)、隧道内壁面形状以及隧道进出口附近的地形等因素有关.

#### 2.6.3.1 微气压波与列车速度的关系

实车实验获得的列车通过不同长度隧道的微气压波幅值与列车速度关系, 见图 2.57 (马伟斌等 2012), 模型实验获得的不同堵塞比时微气压波幅值与列车速度关系, 见图 2.58 (王英学等 2006), 分析 2 个图可见, 列车 250 km/h 及以下速度通过隧道时, 隧道出口微气压波幅值几乎与列车速度的 3 次方成正比. 列车高速通过隧道时, 隧道出口微气压波具有与低速时不同的规律. 当列车以 250~310 km/h 速度通过隧道时, 隧道出口外 20 m 处微气压波幅值基本与列车速度的 3~5 次方成正比. 当速度在 310 km/h 以上, 隧道长度超过 3 km 时, 隧道出口微气压波幅值显著增大, 与列车速度的 6~15 次方成正比.

#### 2.6.3.2 微气压波与隧道长度的关系

对于有砟轨道, 较短隧道 (小于 1 km) 的微气压波受隧道长度影响不显著, 较长隧道的微气压波最大值随隧道长度的增大而减小; 对于无砟轨道, 隧道洞口微气压波随隧道长度的增大而增大, 当隧道长度达到 4 km 时增大明显, 在 7 km 左右达到最大值, 其后随长度增大逐渐减小.

在隧道出口空间立体角为  $3\pi/2$ 、隧道断面积为  $100 \text{ m}^2$ 、阻塞比为 0.11 的情况下, 当列车分别以 350 km/h 和 380 km/h 速度通过时, 隧道出口外 20 m 处微气压波幅值小于 50 Pa (标准限值) 的隧道临界长度分别为 1.6 km 和 1.0 km, 见图 2.59 (马伟斌等 2012).

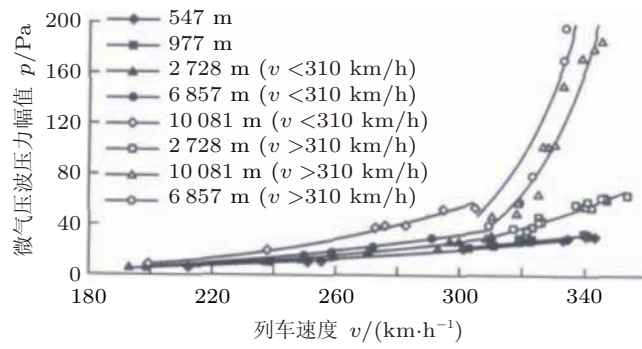


图 2.57

实车实验获得的微气压波压力幅值与列车速度的关系曲线

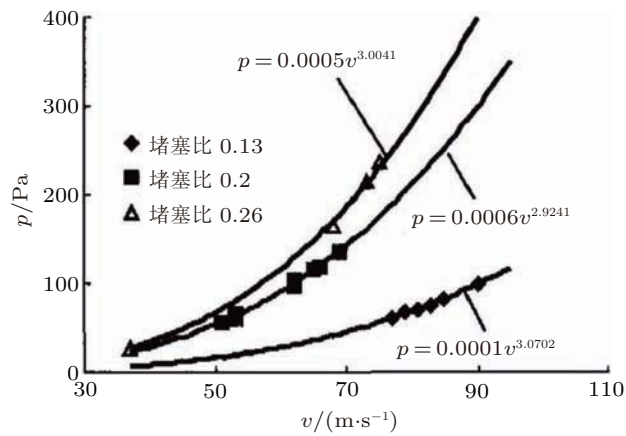


图 2.58

模型实验获得的微气压波压力幅值与列车速度的关系曲线

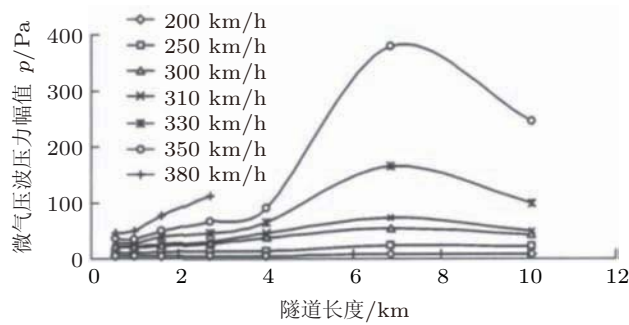


图 2.59

隧道长度与隧道出口微气压波幅值关系曲线

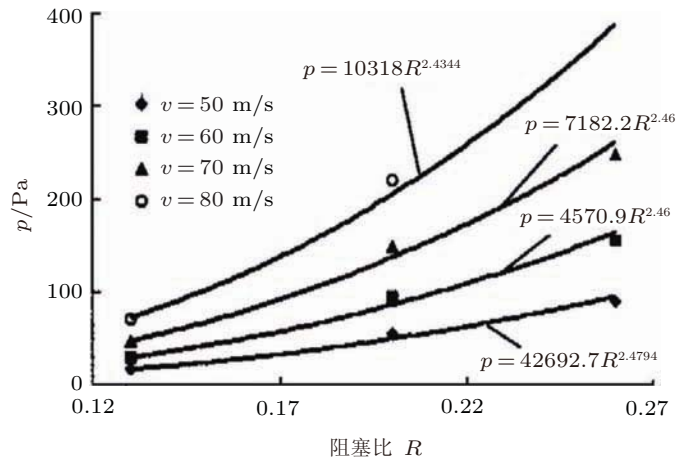


图 2.60

微气压波压力幅值与列车速度和阻塞比的关系曲线

### 2.6.3.3 微气压波与阻塞比的关系

通过模型实验得到的拟合方程, 对不同速度时微气压波压力幅值与阻塞比的关系(图 2.60) 进行分析表明(王英学等 2006), 不同速度下, 微气压波压力幅值与阻塞比的关系服从幂次关系, 幂指数接近于 2.4. 参照最大瞬变压力方程(2.7), 微气压波压力幅值可表示为

$$p_{\max}^{\text{mic}} = k^{\text{mic}} R^{N^{\text{mic}}} v^3 \quad (2.8)$$

其中,  $p_{\max}^{\text{mic}}$  是微气压波最大压力;  $N^{\text{mic}}$  是微气压波对应的阻塞比幂指数. 根据模型实验(王英学等 2006), 并考虑可能的测试误差, 初步确定  $N^{\text{mic}} = 2.4 \pm 0.25$ . 当然, 微气压波对应的阻塞比幂指数的确定还需要大量实验验证.

### 2.6.3.4 优化列车头型控制微气压波

优化高速列车头型能够减小微气压波. 图 2.61 分别是利用降阶 SVM 模型和 Kriging 模型优化得到的不同速度条件下的最佳头型(Lee et al. 2008). 与初始头型相比, 2 种模型得到的最佳头型, 其前端头鼻部处保持抛物体特征, 因为列车前部空气的压缩尚未完全发展. 而其后部轮廓比初始头型更小, 以减小压缩波压力梯度. 2 种优化头型的头鼻部都比初始头型更长, 且在设计空间内尽可能细长, 以使得压缩波压力梯度尽可能平滑. 比较 2 种优化模型, SVM 模型比 Kriging 模型更有效.

### 2.6.3.5 隧道内分叉隧道控制微气压波

分叉隧道(图 2.62) 能够排放隧道内的压缩空气, 从而减弱隧道出口的微气压波.

图 2.63 给出压缩波最大压力梯度  $(\partial p / \partial t)_{\max}$  与压缩波传播距离  $x$  间的关系(Fukuda et al. 2001), 其中, 标出了排列的短分叉隧道. 可见, 在隧道横截面积不变的隧道

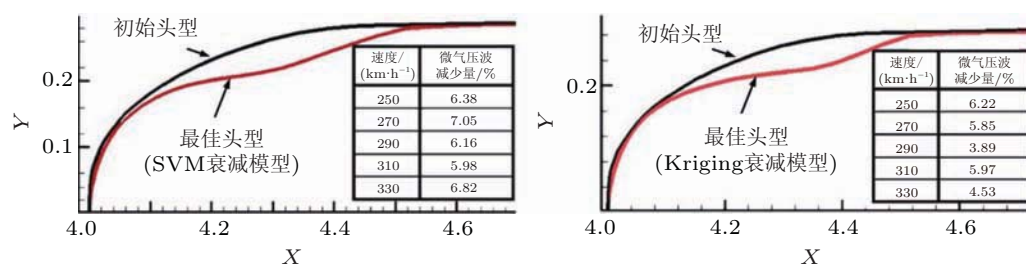


图 2.61

基于降阶 SVM 模型和 Kriging 模型得到的最佳头型

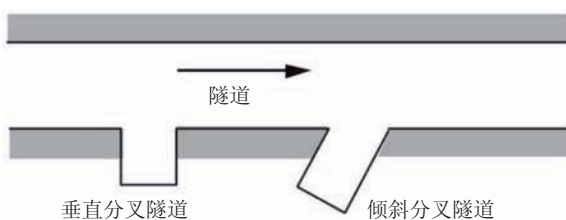


图 2.62

高速铁路隧道内的分叉隧道

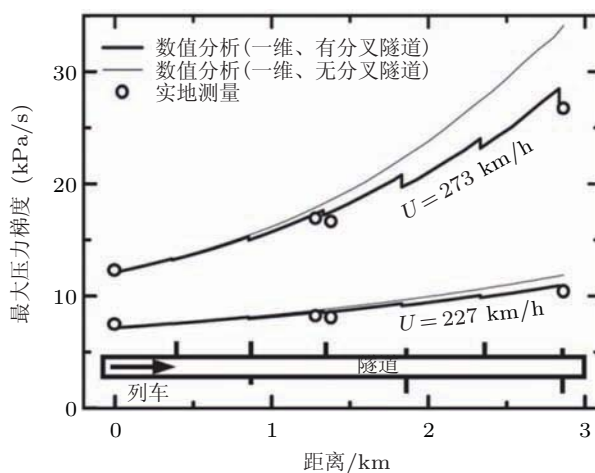


图 2.63

压缩波最大压力梯度与传播距离的关系

段传播时, 压缩波  $(\partial p / \partial t)_{\max}$  增大, 而在具有分叉隧道的隧道段, 则减小。

图 2.63 给出的是有或没有分叉隧道时, 隧道出口辐射的压力波 (Fukuda et al. 2001). 可见, 有分叉隧道时, 隧道出口微气压波明显减弱, 但同时导致了隧道出口辐射的分叉压力波. 尽管分叉压力波的量值比微气压波的小, 但是, 随着列车速度的提高,

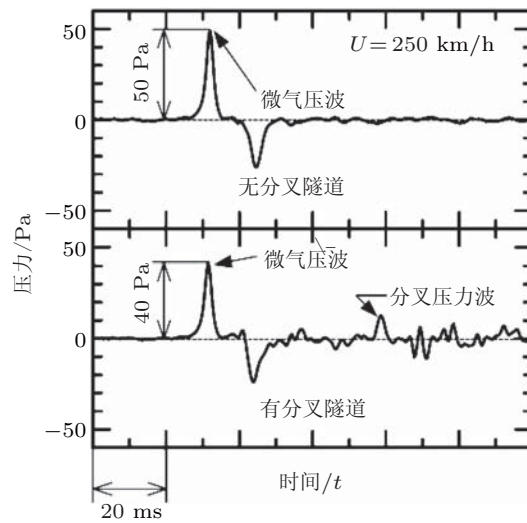


图 2.64

隧道缓冲段辐射出的压力波

分叉压力波也将导致环境问题. 因此, 必须有控制分叉波的措施 (Fukuda et al. 2000, Yamauchi et al. 1998).

#### 2.6.3.6 隧道口缓冲段控制微气压波

高速列车进入隧道产生的压缩波在列车前面以音速传播, 入口压缩波取决于列车头鼻部形状和隧道入口的几何形状. 长隧道内, 压缩波到达隧道远端出口时部分以微气压波形式辐射出去, 导致隧道口周围建筑物发出“咔咔声”和振动, 而微气压波辐射出去时产生的爆破音则对周围环境产生影响 (Gregoire et al. 1997, Iida et al. 1996, Maeda et al. 1993, Matsuo et al. 1997, Ozawa et al. 1991).

抑制隧道出口微气压波的最有效方法之一是隧道口缓冲段 (Maeda 2002, 2006; Ozawa et al. 1978; Peters 2000). 压缩波沿隧道传播过程中压力梯度逐渐增大且压力梯度量值与隧道入口处压力梯度紧密相关, 因此, 减小隧道入口压力梯度就能控制隧道出口压力梯度, 而隧道口缓冲段是减小隧道入口压力梯度的一个有效方法 (Anthoine 2009, Howe et al. 2006, Murray et al. 2010). 压力波在缓冲段两端多次反射, 吸收了缓冲段内压力波的能量, 导致压缩波波形厚度较大增加, 但却是“波纹”形状, 图 2.65 给出了隧道内压力波波形以及有或没有缓冲段时隧道出口微气压波波形 (Murray et al. 2010), 压力梯度的第 1 个峰值是由缓冲段入口与列车头鼻部之间相互干扰生成的, 它决定着隧道口微气压波的最大强度.

为了研究缓冲段减小微气压波强度的效果, 对不同类型缓冲段进行了实验研究 (骆建军等 2007, Kim et al. 2008, 张雷等 2013) (表 2.6). 结果表明, 不同隧道缓冲段形

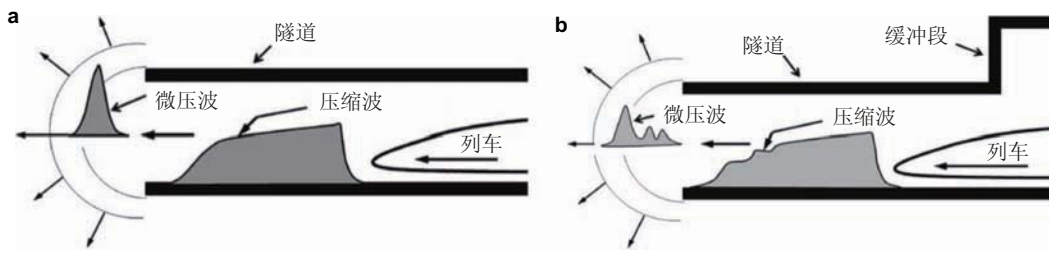


图 2.65

列车进入隧道时产生的压缩波和微气压波示意图。(a) 无缓冲段;(b) 有缓冲段

表 2.6 6 种不同类型缓冲段及影响效果

缓冲段形式	缓冲段结构尺寸	微气压波峰值 (20 m)	缓冲段示意图
端墙式	洞门长度 3 m	0.082	
等环斜切式	斜切斜率 1:1.25, 斜切段长 20 m	0.074	
帽檐斜切式	斜切斜率 1:1.25, 斜切段长 18m	0.063	
缓冲结构	缓冲结构与隧道等截面, 长 15.62 m, 顶部设有两处空气动力学孔结构, 开孔尺寸长 4.2 m、宽 2.6 m	0.060	
等环斜切加缓冲结构	斜切斜率 1:1.25, 斜切段长 17.12 m, 后接缓冲结构, 缓冲结构长 12.82 m, 设有两处空气动力学孔结构, 开孔尺寸长 4.2 m、宽 2.6 m	0.047	
帽檐斜切加缓冲结构	斜切斜率 1:1.25, 斜切段长 14.59 m, 后接缓冲结构, 缓冲结构长 12.44 m, 设有两处空气动力学孔结构, 开孔尺寸长 4.2 m、宽 2.6 m	0.043	



图 2.66

帽檐斜切式加缓冲结构隧道口形式

式, 隧道内初始压缩波变化规律明显, 当隧道口设置缓冲段时, 最大压力梯度值减小, 帽檐斜切式加缓冲结构的隧道口形式下, 该值最小, 相对端墙式隧道口减小了 47%. 当车速为 350 km/h, 仅有缓冲结构或者仅有隧道口结构时, 隧道出口微气压波大于限值 (50 Pa), 采用隧道口与缓冲结构的组合形式可使微气压波降至限值以下. 改善隧道口形式可以显著降低微气压波幅值, 帽檐斜切式加缓冲结构的隧道口形式时, 隧道出口 20 m 处微气压波幅值最小, 其值为 0.043 kPa, 相比最大值降低了 47.6%, 说明帽檐斜切式加缓冲结构隧道口形式对微气压波的改善效果较好, 图 2.66 是我国高速铁路使用的这种隧道口形式.

#### 2.6.4 隧道内的高速列车摆动

随着高速列车最高速度的提升, 在考虑乘坐舒适性时, 列车摆动最近成为一个重要研究课题. 通过观察发现隧道内列车摆动现象有下列特性 (Fujimoto et al. 1995): (1) 与明线相比, 隧道内列车的摆动幅度更加明显; (2) 从列车编组的头车到尾车, 摆动逐渐增强; (3) 与其他方向上的摆动相比, 偏航摆动最显著. 为解决隧道内列车摆动问题已进行了许多研究, 证实隧道内列车摆动与轨道不平顺之间没有相关性 (Takai 1989), 气动力是主要因素.

##### 2.6.4.1 隧道内列车摆动现象的特征

根据运行实验中在列车侧边测得的压力数据, 计算出气动偏航力矩 (图 2.67) (Suzuki 2001), 列车速度 300 km/h. 列车明线运行时, 气动偏航力矩很小. 可是, 一旦列车进入隧道, 气动偏航力矩突然增大. 图 2.68 给出了车厢上气动力的做功量. 列车明线运行时, 做功量几乎为 0. 可是, 隧道内, 做功量明显增大, 气动力增大导致列车摆动.

图 2.69 是典型的进入隧道时列车每个侧边的压力变化时间历程 (Suzuki 2004). 列车在双线隧道运行时, 列车偏离隧道中心的过程. 最靠近隧道壁面一侧称为隧道壁侧,



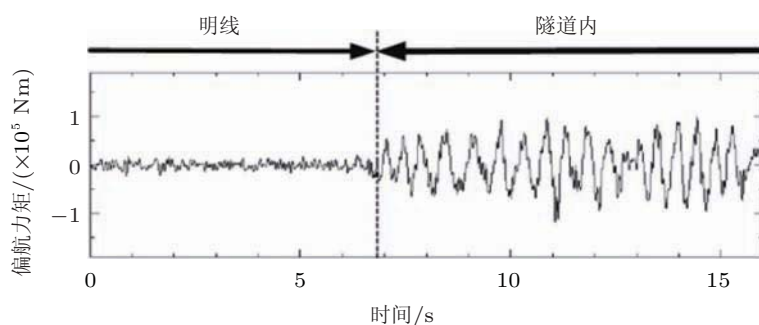


图 2.67

进入隧道时列车偏航力矩的变化

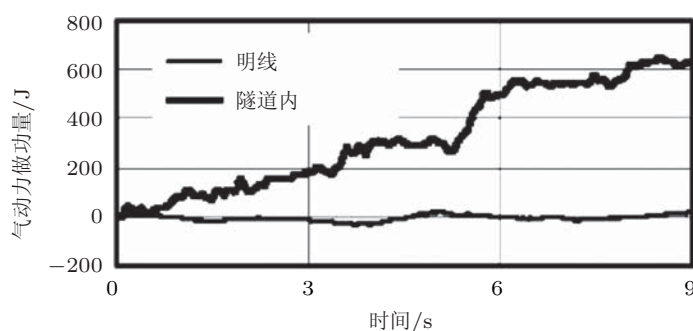


图 2.68

气动力做功的变化

最靠近隧道中心一侧称为隧道中心侧. 列车进入隧道时, 出现了压力波. 这一压力波除了传播外, 出现了连续的压力波动. 隧道壁侧与隧道中心侧之间的压力差以气动侧向力和偏航力矩的形式作用在列车上. 由于隧道壁侧的压力波动比隧道中心侧大很多, 所以压力差主要取决于隧道壁侧的压力, 正是列车两侧压力差的波动导致隧道内列车摆动现象的发生. 从不同系列列车的运行实验数据发现, 压力波动不是局部性发展, 而是沿整个列车长度发展, 与列车类型无关.

#### 2.6.4.2 作用在列车尾部的气动力特性

对 2 种列车进行了研究, 见下图 2.70, 分别为, 德国 ICE2 列车, 列车速度 280 km/h, 16 辆编组, 列车长度 400 m, 双线隧道横截面积 82 m<sup>2</sup>. 日本新干线 300 系列车, 列车速度 300 km/h, 双线隧道横截面积 63 m<sup>2</sup> (Suzuki 2004).

数值模拟结果表明 2 种列车模型的主要非定常气动力产生在列车尾部, 图 2.71 给出了列车后部 2.62h ( $h$  为列车高度) 的侧向力系数  $C_S$  和升力系数  $C_L$  (Diedrichs et al. 2004). 图 2.71 清楚地表明新干线 300 系列车模型气动侧向力的不稳定性明显大于

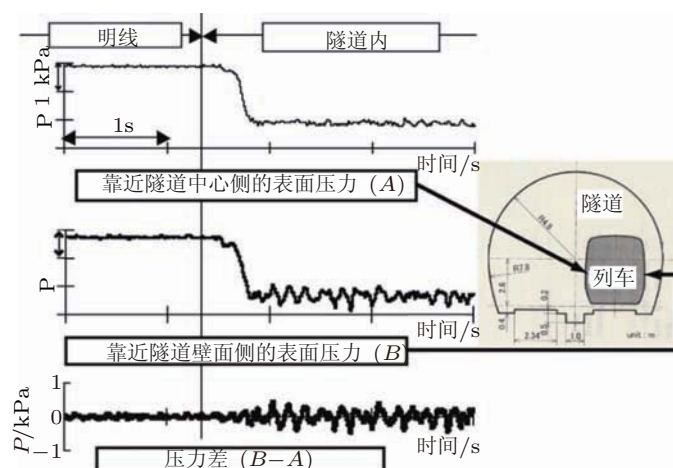


图 2.69

进入隧道时列车每一侧的压力变化时间历程

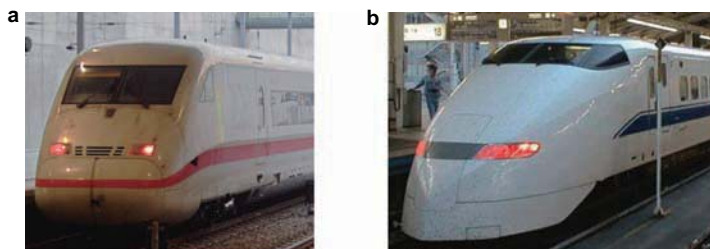


图 2.70

两种高速列车. (a) ICE2 列车; (b) 新干线 300 系列车

ICE2 列车模型的, 将作用在列车尾部隧道壁侧和隧道中心侧的气动载荷分开, 发现侧向力的主要非定常横向贡献来自于隧道壁侧, 如图 2.72 所示. 至于非定常升力, 2 种列车模型的更加接近. 要指出的是与明线运行相比, 最靠近列车的隧道壁的存在对较大横向气动力的产生是至关重要的.

除了流动相似性, 2 种列车模型的气动力时间变化历程具有以下主要差别: (1) ICE2 列车模型的平均侧向力相当大, 而相应的新干线列车模型的平均侧向力则很小, 见表 2.7. 通过分析图 2.71 中的压力云图可以解释这一差别. (2) ICE2 列车模型的非定常侧向力表现出某种更加短暂且混乱的现象. (3) 新干线列车模型动态侧向力的标准偏差约为 ICE2 列车模型的 2 倍, 见表 2.7. 导致 2 种列车模型的非定常气动力的差别的主要原因是隧道横截面积不同以及列车与隧道壁之间距离的不同 (Diedrichs et al. 2004).

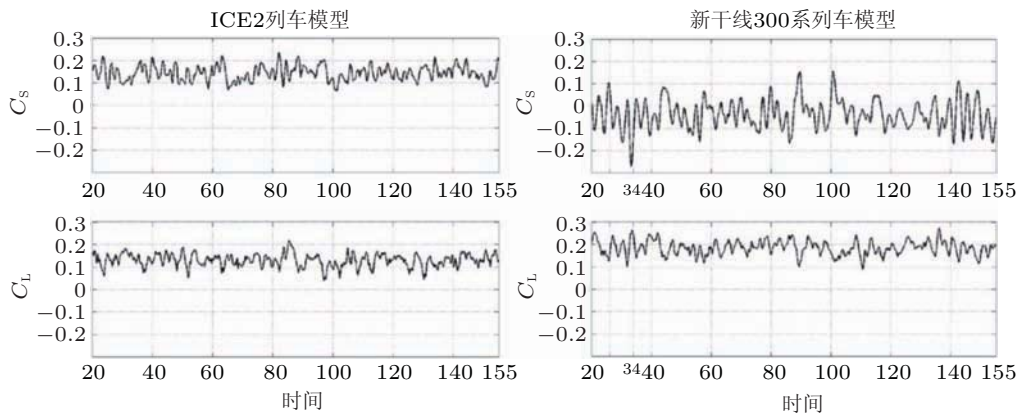


图 2.71

2 种列车模型后部 2.62h 的侧向力系数和升力系数的时间变化历程

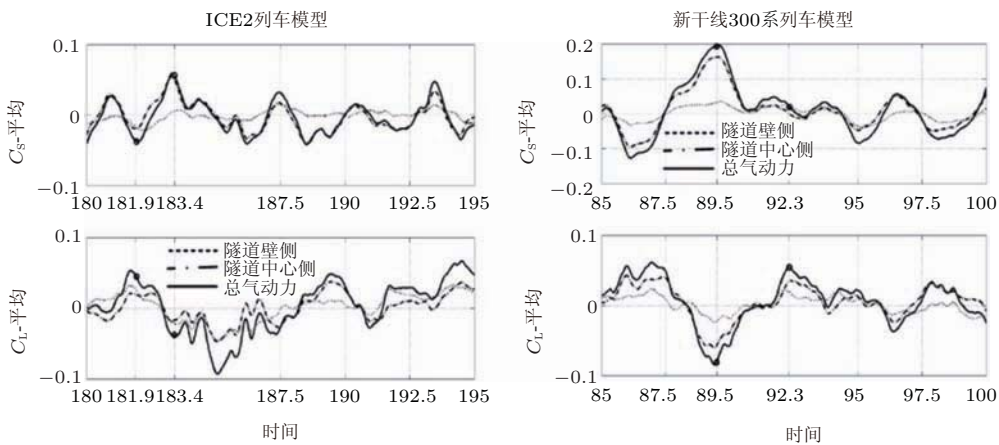


图 2.72

2 种列车模型后部 2.62h 左右侧的侧向力系数和升力系数的时间变化历程

表 2.7 列车后部 2.62h 的气动力系数的时间平均值、最小值、最大值和标准偏差

列车模型	$\langle C_s \rangle$	$\langle C_L \rangle$	$\langle C_s \rangle$			$\langle C_L \rangle$		
			最小值	最大值	标准偏差 $\sigma$	最小值	最大值	标准偏差 $\sigma$
ICE2	0.1400	0.1264	0.0552	0.2395	0.0316	0.0106	0.2169	0.0303
新干线 300 系	-0.0393	0.1856	-0.2728	0.1571	0.0643	0.0890	0.2733	0.0319

### 2.6.4.3 列车与隧道壁之间的流动结构

分析认为列车侧边与隧道壁面之间空间内存在有组织的流动结构, 这种结构称为相干流动结构, 流场从头车向尾车发展, 在尾车处分离, 导致的周期性的压力波动削弱了列车后部车厢的乘坐舒适性.

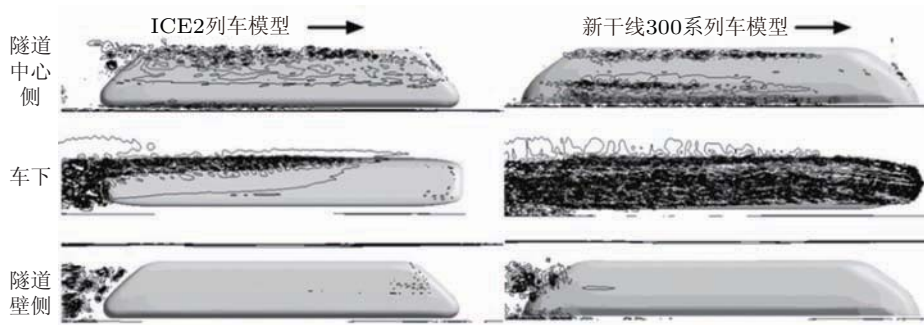


图 2.73

隧道内不同位置处瞬态流向涡量等值线图

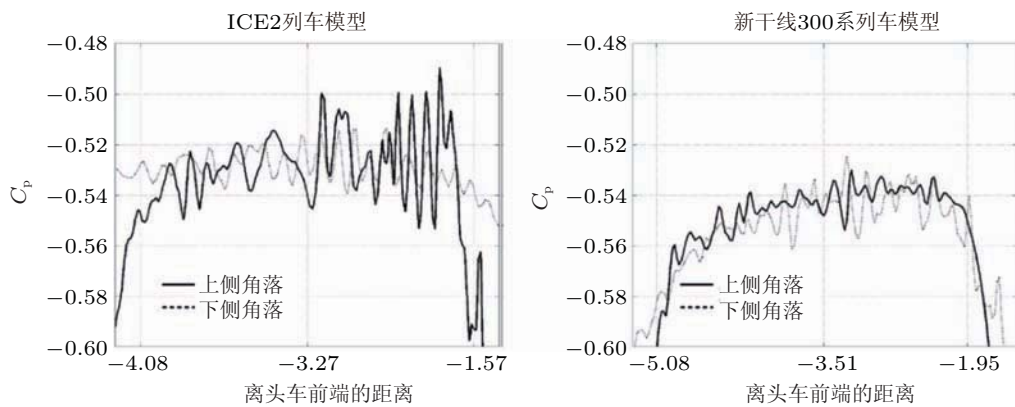


图 2.74

沿隧道中心侧列车表面上下侧角落的瞬态压力系数分布

图 2.73 给出了靠近隧道中心和隧道壁以及列车车下的瞬态流向涡量等值线 (Diederichs et al. 2004), 其中, 隧道中心侧和隧道壁侧都离车体  $0.039h$ , 车下离车体  $0.0262h$ ,  $h$  为列车高度. 可见, 新干线列车车下旋涡更多, 在列车下部与地面之间产生了更复杂的湍流流场. 可是, 高速列车实际运行条件下, 转向架、轮轴旋转、行走机构和车体表面突起等对列车周围复杂流场影响更大 (Ishihara et al. 1997).

图 2.74 给出沿靠近隧道中心侧列车表面上、下侧角落的瞬态压力系数分布 (Diederichs et al. 2004). 对 2 种模型, 相干流动结构导致的相对压力局限在一个百分比范围内. 通过统计整个列车长度上压力波动周期的数量, 估计波长约为  $0.22h$ . 列车速度为  $270 \text{ km/h}$  时, 相对于列车车体的动态频率接近  $100 \text{ Hz}$ , 几乎不能影响车辆动力学, 但却影响气动噪声. 相干流动结构高空间频率出现在光滑表面上, 因此不能忽略其对总气动载荷的影响.

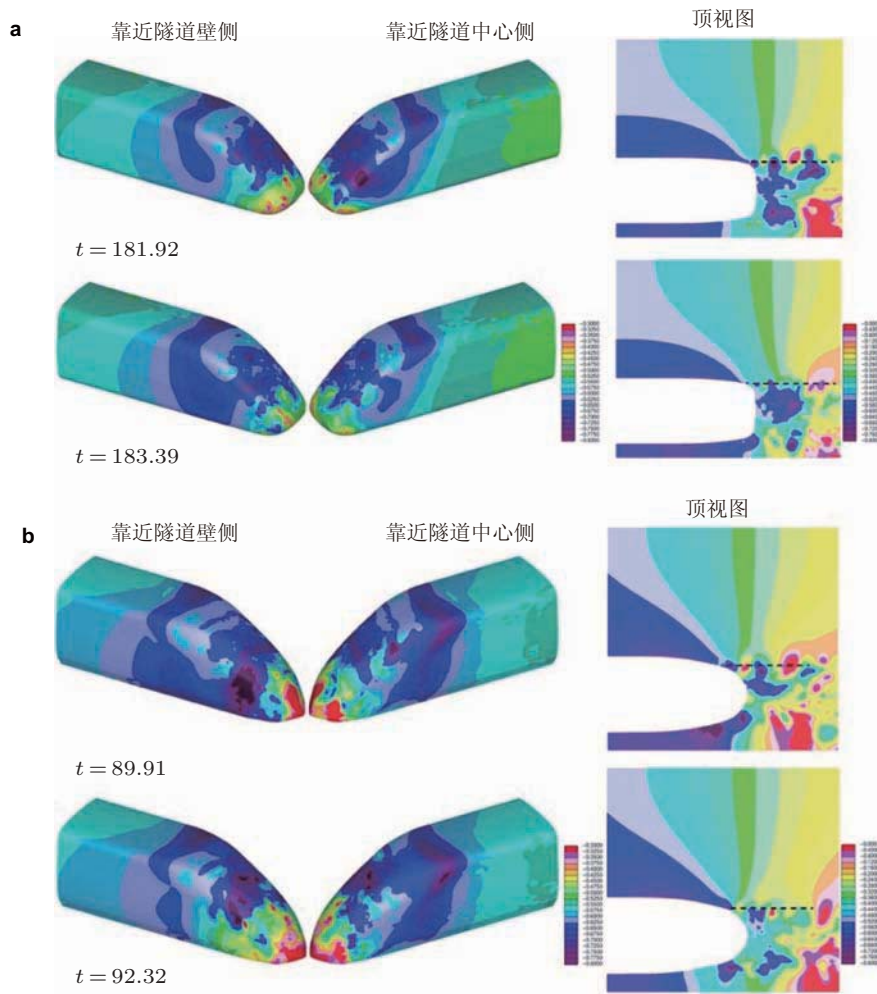


图 2.75

2 个不同时间的瞬态表面和尾迹压力云图. (a) ICE2 列车; (b) 新干线 300 系列车

图 2.75 分别给出了 ICE2 列车和新干线列车隧道壁和靠近隧道中心侧的列车后部  $2.62h$  的表面压力云图, 以及地面上  $z = 0.262h$  处水平面内的尾迹压力云图 (Diedrichs et al. 2004). 这些图表明, 2 种列车在靠近隧道壁一侧的动态表面压力与靠近隧道中心一侧的相比明显大. 另外, 清晰图示了新干线列车模型上靠近隧道壁面一侧危害性更大的压力波动. 尾迹图也表明列车模型端部侧边更圆的设计导致在列车尾部靠近隧道壁面一侧更大表面上增大动态压力. 尾迹内靠近隧道中心一侧尺度相对小的压力波动沿图中画出的点划线的周期性脱落和生长, 类似于尾部上游相干流动结构的周期性压力. 在尾迹内靠近隧道壁一侧没有观察到小尺度压力波动的稳定的周期性模式.

### 2.6.5 最不利隧道长度和临界隧道长度

高速列车进入隧道时, 空气流动由于隧道壁面的限制而被阻滞. 车头进入时会产生压缩波, 车尾进入隧道时会产生膨胀波, 压力波传播的过程中隧道内空气压力随之发生变化, 并且在隧道两端多次反射和传递, 使得隧道内及车身表面产生复杂的压力变化. 如果隧道具有临界长度且两列车同时进入隧道, 将发生压力波显著叠加的不利情况, 该情况下最不利载荷可以用来考虑车体在特殊条件下的结构强度及气密强度设计边界 (王一伟等 2012).

#### 2.6.5.1 最不利隧道长度

由于压力波以音速传播, 在长隧道中来回运行及反射的周期较长, 过程之中能量会有所衰减; 短隧道中压力波的能量损失比较小, 压力波动过程更剧烈; 但当隧道长度过短时, 列车头尾产生的压力波不会充分叠加, 压力的波动程度则会大大缓解. 因此对于列车压力最小值, 如果列车 A 车头初始压缩波到对面隧道口反射成为的膨胀波, 刚好与对面列车 B 车尾初始膨胀波叠加形成更强的膨胀波, 同时作用在交会的两列车上, 即前述的 3 个因素同时作用, 此时列车表面压力最小, 即可求出压力最小值对应的最不利长度. 考虑两等长列车等速同时进入隧道的简单情况, 可得

$$\frac{L_t}{C} = \frac{L_v}{v} \quad (2.9)$$

其中  $L_t$  为最不利隧道长度,  $C$  为声速,  $L_v$  为列车长度,  $v$  为列车运行速度.

考虑无量纲化的列车长度, 可得

$$\frac{L_t}{L_v} = \frac{1}{M} \quad (2.10)$$

其中  $M = v/c$ , 即列车运行马赫数. 因此简单情况下, 最不利隧道长度可表达为列车长度与马赫数的简单关系式.

此外, 对于列车表面压力最大值, 由于压缩波带来的压力上升是逐渐增加的, 能使初始压缩波作用最充分的长度即为压力最大值对应的最不利长度. 因此如果当列车 A 产生的压缩波通过整个隧道时, 列车 B 产生的膨胀波刚好形成, 此时压缩波既可作用充分. 如果隧道更短则压缩波未作用充分, 达不到压力最高值; 如果隧道更长, 则压缩波在更长隧道中会有所衰减, 因此压力也会略有下降. 综上所述, 在两等长等速列车同时进入隧道的情况下, 最大和最小压力对应的最不利隧道长度为同一值, 即满足公式 (2.10).

#### 2.6.5.2 临界隧道长度

除了最不利隧道长度之外, 由于隧道交会过程中通常负压起主导作用, 因此应对车尾膨胀波和列车交会两因素的影响另外重点进行分析, 首先考虑当列车车尾膨胀波

到达本车车头时, 本车车尾与隧道入口距离  $x$  满足

$$\frac{x + L_v}{c} = \frac{x}{v} \Rightarrow x = \frac{ML_v}{1 - M} \quad (2.11)$$

如本列车尾膨胀波到达车头时, 车头恰好驶出隧道, 此时有

$$L_{t1} = L_v + x \Rightarrow \frac{L_{t1}}{L_v} = \frac{1}{1 - M} \quad (2.12)$$

隧道长度小于此长度的条件下, 由于列车车体已局部驶出隧道, 列车尾膨胀波将不能充分作用在本车车体.

如本列车尾膨胀波到达车头时, 车头刚好与对面来车尾部平行, 此时有

$$L_{t2} = L_v + 2x \Rightarrow \frac{L_{t2}}{L_v} = \frac{1 + M}{1 - M} \quad (2.13)$$

隧道长度小于此长度的条件下, 尾膨胀波则不能与列车交会 2 个因素充分叠加.

如本列车车尾膨胀波到达车头时, 2 列车车头刚好相遇, 此时有

$$L_{t3} = 2L_v + 2x \Rightarrow \frac{L_{t3}}{L_v} = \frac{2}{1 - M} \quad (2.14)$$

大于此长度, 列车交会时, 尾膨胀波已充分作用.

因此, 隧道长度小于式 (2.11) 或 (2.12) 时, 压力波造成的列车表面压力下降不严重; 当隧道长度大于式 (2.12) 对应长度时, 隧道交会处于较不利情况, 需充分重视; 式 (2.11)~ (2.14) 对应区间即为列车交会压力最小值的临界区间.

综上所述, 考虑与我国列车运行最接近的情况, 2 列 16 辆 (约 400 m 长) 的列车同时以 300 km/h 相向进入隧道, 最不利隧道长度为 1632 m, 式 (2.12) 与式 (2.14) 之间对应的临界区间为 529~1060 m.

### 2.6.5.3 最不利隧道长度下压力场演化分析

在 1600 m 最不利隧道长度下, 列车头车一测点压力曲线如图 2.76 所示, 对于典型时刻有如下分析 (压力场云图见图 2.77, 标号与图 2.76 对应):

- (1) 列车头部已进入隧道, 产生初始压缩波, 但还未传至对边列车头部, 因此测点压力接近水平;
- (2) 对面来车初始压缩波传播至本车头部, 测点压力开始升高;
- (3) 对面来车的初始压缩波在本侧隧道口反射形成膨胀波, 与本车尾车膨胀波叠加, 接近传播至本车头车, 测点压力处于极大值;
- (4) 膨胀波前沿传播过测点, 压力迅速下降;
- (5) 两车发生交会, 压力进一步下降至极小值;

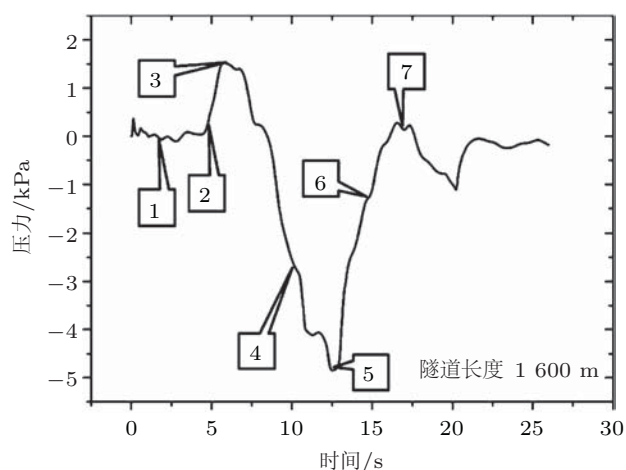


图 2.76

隧道交会头车测点压力变化曲线

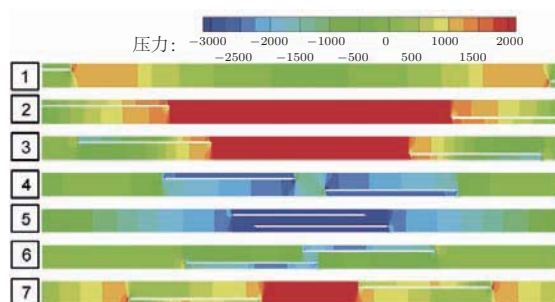


图 2.77

隧道交会不同时刻压力场云图 ( $L_t = 1600\text{ m}$ )

(6) 两车离开, 同时原膨胀波反射回形成压缩波导致测点压力开始迅速上升;

(7) 两车完全离开, 压缩波传播过测点, 形成一个相对较小的峰值.

随后由于初始压力波已经耗散削弱, 因此列车表面压力变化趋于平缓. 曲线峰、谷值对应时间差与压力波在整条隧道内传播时间 (约 4.7 s) 接近, 这也反映了压力波的传播和反射在列车隧道交会压力变化中是起主导作用的.

## 2.7 本节小结

我国拥有世界上运营里程最长的高速铁路, 高速列车运营速度超过了 300 km/h, 未来的发展规划是, 建设以“四纵四横”为框架的高速铁路, 研制更安全、更快、更舒适以及对环境影响更小的高速列车. 其中高速列车空气动力学的发展趋势主要是:



(1) 进一步提高高速列车运行安全性、节能环保性和乘坐舒适性. 一是提高高速列车车体设计水平, 降低列车交会压力波和隧道微气压波、改善列车横风稳定性等, 提高高速列车运行安全性和乘坐舒适性. 二是发展高速列车减阻技术, 研发气动阻力更低的高速列车新头型, 开展包括车顶、车身侧面和车底尤其是转向架周围气动优化的减阻措施研究, 提高高速列车的节能环保性. 三是针对高速列车复杂的运行环境 (横风、交会、过隧道等) 和特殊路况 (高架桥、路堤、隧道等), 开展运行安全性和舒适性等问题研究等, 提出改善复杂运行环境和特殊路况下安全性和舒适性的措施.

(2) 进一步提高研究水平和技术. 在实验研究方面, 随着运行速度的提高, 高速列车周围流场将会出现从低速不可压缩流动向高速可压缩流动的变化, 而且高速列车是在地面上高速运行的长细比大的物体, 出现了一系列特殊的空气动力学问题, 因此, 为了更真实地模拟高速列车运行的实际工况, 需要建设完善适用于高速列车特殊外形和更高运行速度的模型实验风洞以及动模型实验平台, 并发展相应的测量技术. 在数值模拟研究方面, 发展和提高并行计算能力, 探索数学模型建立的新方法和技巧, 研究新的网格生成技术, 拓展和完善流动数值计算方法的通用性和适用性, 加强实车测试、风洞和动模型实验与数值计算的结合力度, 提高高速列车空气动力学问题的数值研究能力.

(3) 进一步完善高速列车顶层设计指标, 提高我国高速列车技术的国际竞争力. 引发国际强烈关注和热议的李克强总理的“高铁外交”, 已分别向美国、俄罗斯、英国、德国、泰国、澳大利亚、中东欧、非洲等地推销过中国高铁. 但是, 世界各国地域环境不同, 风俗习惯各异, 乘客需求多元化, 因此, 研制什么样的高速列车, 建设什么样的高速铁路, 成为高速列车技术发展需要考虑的首要问题, 这就提出了高速列车顶层设计指标问题, 主要包括安全性指标、舒适性指标、环境友好性指标、运输能力指标等 (张卫华 2012). 我国在极其复杂的地质、地理和气候条件下, 已建成运营了超过 1 万公里的高速铁路, 自行设计制造出高寒高速列车、防风沙高速列车、耐高温高湿高速列车, 只要根据世界各国地域环境差异、运行安全标准和乘客多元化要求等发展完善高速列车顶层设计指标, 必将极大提高中国高速列车技术的国际竞争力.

随着高速列车运行速度的不断提高, 高速列车空气动力学问题作为迫切需要解决的实际工程问题而受到广泛重视, 本节总结了当前世界各国高速列车空气动力学研究成果, 重点是与高速列车安全性、平稳性、舒适性、节能和环境友好性等相关的各种空气动力学特性和气动效应的研究结果, 为进一步提高高速列车气动性能、设计开发新一代高速列车系统提供技术支撑.

### 3 高速弓网关系 \*

#### 3.1 引言

高速铁路大多采用电力牵引, 高速列车必须在高速运动条件下从外部取得电能, 该电能从电厂经高压输电线—变电所—架空接触网—受电弓, 进入高速列车, 再通过高压隔离开关、高压电缆, 连通位于转向架处的电机, 从而驱动电机为高速列车提供动能. 由此可见, 弓网系统处于该能量传输链条的最末端, 其供电的持续性和可靠性将直接影响高速列车运行和电气驱动系统的性能. 所以, 高速电气化铁路的关键技术之一是如何保证在高速运行条件下具有良好的受流质量, 即在列车高速运行时保持稳定的弓网关系, 如图 3.1 所示. 随着高速列车运营速度的不断提升, 弓网关系面临越来越大的挑战, 特别是考虑接触网张力限制后接触网波速的逼近问题, 以及接触网波动和强气流耦合作用下流致振动对弓网稳定受流的影响等一些关键科学问题.

#### 3.2 弓网关系关键问题

高速列车速度的大幅度提升, 运行环境以及弓网结构特性发生极大改变, 高速列车稳定的受流就给高速接触网和受电弓关系提出了很高的技术要求.

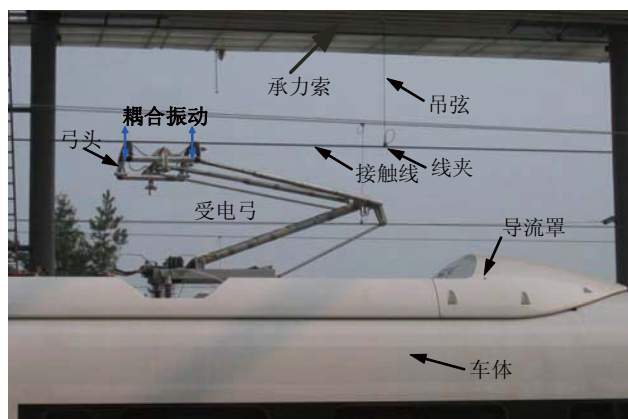


图 3.1

受电弓-接触网系统

\* 本节撰写人: 张卫华, 周宁<sup>1</sup>, 李瑞平, 吕青松

<sup>1</sup> E-mail: zhou\_ningbb@sina.com

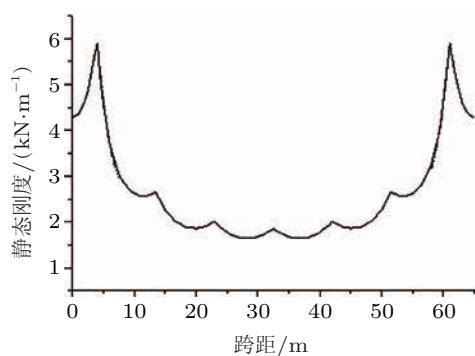


图 3.2

接触网结构弹性分布

### 3.2.1 弓网耦合振动

接触网系统,可近似看成两端张紧的弦线,在两端约束处弹性较小(静态刚度较大),中间位置弹性较大(静态刚度较小),如图 3.2 所示,导致接触网结构的弹性在空间呈不均匀分布.由此,当受电弓沿接触网导线高速滑行时,因弹性的差异将产生弓网振动,导致弓网间的接触压力持续变化.在受电弓沿接触线的高速滑行时,若接触压力太小,则接触电阻增大,功率损耗增加,列车运行起来还易产生离线和电弧,从而导致接触导线和滑板的电磨损增加;若接触压力过大,又会使机械磨损增加,甚至造成滑板局部拉槽,进而造成接触导线弹跳拉弧,以致刮弓.由此可见,高速列车在运行条件下,如何弱化这种弓网的振动,维持稳定的弓网滑动接触状态,它是弓网关系研究需解决的根本性问题之一.与此相关的研究已经受到了越来越多的关注.特别是近几年,随着高速列车运行速度的增加,关于弓网系统耦合振动的研究也在快速地发展.受电弓和接触网的建模及仿真方法对于弓网耦合系统振动行为的研究是至关重要的.有关如何建立一个合理的模型以开展弓网系统动态行为的仿真研究已经取得了较大的进展 (Collina & Bruni 2002, Lars 1999, Konig & Resch 1995, Fujii & Manabe 1992, Diana et al. 1998, Petri & Wallaschek 1996).

首先,对于接触网模型,日本学者采取的方法是将接触线、承力索离散成集中质量点,将吊弦视为无质量的刚性杆,在 20 世纪 70 年代,根据各节点之间的关系建立了集中质量的弓网耦合系统模型.这种方法简单并且快速.同时稍加修改就可以模拟吊弦松弛现象,但是没有考虑接触线、承力索的抗弯、抗拉弹性.美国学者则考虑到了接触线和承力索的抗弯、抗拉弹性因素,接触线和承力索的位移按正弦级数展开,将系数作为广义变量,再利用拉格朗日方法建立运动微分方程,最后通过模态叠加的方法对方程加以求解.这种建模和仿真的方法对受电弓和接触网的参数考虑全面,但是只能用于研究简单链型悬挂接触网,而且不能够考虑吊弦松弛因素.德国学者主要采

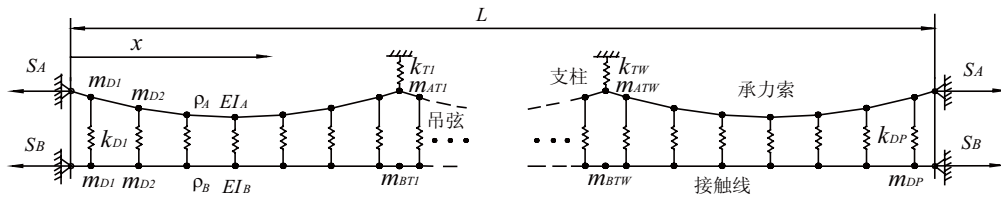


图 3.3

## 简单链型接触网模型

取两种方法来建模和仿真. 方法一是将接触网简化为与频率有关的有限元模型, 并且采用叠加法得到链型悬挂的总反力. 更重要的一点是, 不考虑梁的抗弯刚度能够处理弹性悬挂接触网仿真. 方法二是将接触线和承力索离散成很多小单元, 采用有限差分法建立微分方程, 并且通过并行算法有效地提高了计算速度. 在此基础上, 开发了一套功能相当完善、精度相当高的 PrOSA 弓网动力学仿真软件.

在国内, 张卫华等 (1991, 1993, 1997) 计算得到了接触网振动模态, 把模态设为广义变量建立了接触网的运动微分方程. 这种方法简单而且应用广泛. 在此基础上, 还研制了考虑各种应用条件的弓网系统模拟运行仿真软件; 蔡成标和翟婉明 (1996, 1997a, 1997b) 将接触线等效为伯努利-欧拉梁, 将承力索看作集中质量系统, 进而研究不同悬挂方式的接触网的振动特性. 李丰良等 (1996) 建立了接触网的力学模型并写出了对应的运动微分方程. 吴天行 (1996) 采用有限元方法建立了接触网简单链型的动静态模型, 并且考虑了吊弦的初张力, 同时还研究了接触网的动态性能包括其固有频率和振型等. Shan 和 Zhai (1998) 采用宏单元方法对接触网模态进行了研究.

综上所述, 接触网的建模主要可以采用 2 种不同的方法. 第 1 种方法是基于傅里叶展开和模态技术, 这种建模方法广泛用于研究弓网系统的动力学性能. 该种接触网模型由承力索、接触线、吊弦、支柱和限位器组成. 承力索悬挂于支柱上, 是一种弹性悬挂. 接触线通过弹性吊弦悬挂于承力索上. 接触网的一个锚段中包括有很多跨, 在分析时应该以一个锚段作为对象, 如图 3.3 所示. 图中  $L$  表示锚段长,  $k_T$  是立柱刚度,  $m_{AT}$  是立柱质量,  $m_{BT}$  是限位器质量,  $m_D$  代表吊弦质量的一半,  $S_A$  和  $S_B$  分别代表承力索张力和接触线张力.  $EI_A$  和  $EI_B$  分别代表承力索弯曲刚度和接触线弯曲刚度,  $\rho_A$  和  $\rho_B$  分别代表承力索线密度和接触线线密度. 由于接触网的这种建模方法在多年前就已经提出, 而且也被大家所熟知, 故在这里不做详细介绍.

第 2 种方法是直接建模法. 这种方法是通过解析或数值的方法定义接触网各部件在空间的几何位置、拓扑关系及受力状况, 从而得到接触网的运动微分方程. 首先介绍一种通过解析法来建立运动微分方程的方法. 将接触线看作伯努利-欧拉梁, 接触

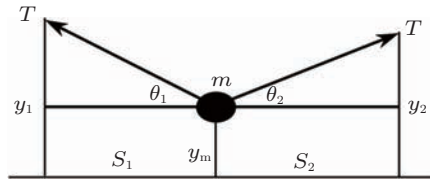


图 3.4

集中质量模型受力分析

线的张力为  $T_c$ , 线密度为  $\rho_c$ , 抗弯刚度为  $EI_c$ , 由此可得到接触线的运动微分方程为

$$\rho_c \frac{\partial^2 y_c(x, t)}{\partial t^2} + EI_c \frac{\partial^4 y_c(x, t)}{\partial t^4} - T_c \frac{\partial^2 y_c(x, t)}{\partial x^2} + k_d(y_m - y_c)\delta(x - x_n) = F_c\delta(x - vt) \quad (3.1)$$

其中,  $y_c(x, t)$  为接触线的振动位移,  $y_m(x, t)$  是承力索的振动位移,  $k_d$  为吊弦刚度,  $F_c$  为弓网接触压力,  $v$  为受电弓运行速度.

类似地, 将接触网的承力索假设为伯努利-欧拉梁, 承力索的张力为  $T_m$ , 线密度为  $\rho_m$ , 抗弯刚度为  $EI_m$ , 由此建立承力索的运动微分方程为

$$\rho_m \frac{\partial^2 y_m(x, t)}{\partial t^2} + EI_m \frac{\partial^4 y_m(x, t)}{\partial x^4} - T_m \frac{\partial^2 y_m(x, t)}{\partial x^2} + k_d(y_m - y_c)\delta(x - x_n) + k_s y_m \delta(x - x_s) = 0 \quad (3.2)$$

其中,  $k_s$  为承力索座的支撑刚度.

对于承力索而言, 也可以将其等效为一种集中质量模型, 如图 3.4 所示, 考虑到  $\theta_1, \theta_2$  均为微小量, 其运动微分方程可写成如下形式

$$T \left[ \frac{y_{c1} - y_m}{S_1} + \frac{y_{c2} - y_m}{S_2} \right] = m\ddot{y}_m \quad (3.3)$$

除了通过这种解析的方法直接建立接触网模型外, 也可以采用数值的方法, 如有限单元方法, 需要先建立几何模型, 然后用梁单元或索单元来模拟接触线和承力索, 考虑到吊弦相对于前两者来说, 线密度较小, 可以采用弹簧质量单元来模拟. 而对于吊弦线夹等一些附加零部件主要通过质量单元来模拟 (Ning et al. 2011). 这样, 通过直接对几何结构的有限元网格划分就可以建立接触网的有限元模型. 然后, 通过单元到整体的矩阵组装, 得到接触网系统的质量、刚度和阻尼矩阵, 以及载荷向量, 从而建立接触网的运动微分方程, 如下所示

$$\mathbf{M}_c \ddot{\mathbf{u}}_c + \mathbf{C}_c \dot{\mathbf{u}}_c + \mathbf{K}_c \mathbf{u}_c = \mathbf{f}(t) \quad (3.4)$$

式中,  $\mathbf{M}_c$  为接触网质量矩阵,  $\mathbf{C}_c$  为接触网阻尼矩阵,  $\mathbf{K}_c$  为接触网刚度矩阵,  $\mathbf{u}_c$  为节点位移向量,  $\mathbf{f}(t)$  为节点载荷向量.



图 3.5

高架桥上受电弓/接触网系统

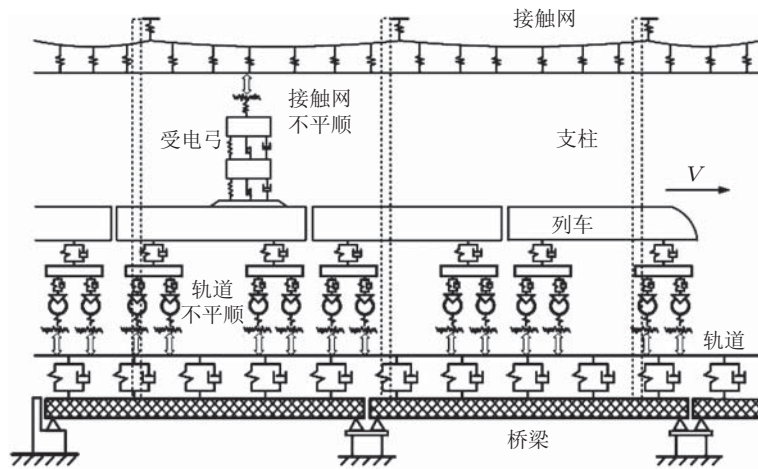


图 3.6

高架桥上弓网系统动力学模型

在国内,很多高速客运专线采用了高架桥方式,将接触网直接架设高架桥上,如图 3.5 所示.这样桥梁的振动会通过支柱传递到接触网上,从而对弓网系统动力学以及受流性能产生较大影响.因此,提出一种合理的接触网模型以考虑桥梁和立柱的振动对弓网系统动力学性能的影响是至关重要的.

如图 3.6 所示,是一个包括了高架桥、高速列车以及弓网系统的耦合模型,在该模型中将承力索假设为伯努利-欧拉梁,考虑到桥梁振动对立柱的影响,假设立柱为刚形体.  $y_s$  为桥梁的振动位移,由此在式 (3.2) 的基础上可得到承力索的动力学方程为

$$\begin{aligned} \rho_m \frac{\partial^2 y_m(x, t)}{\partial t^2} + EI_m \frac{\partial^4 y_m(x, t)}{\partial x^4} - T_m \frac{\partial^2 y_m(x, t)}{\partial x^2} + k_d(y_m - y_c)\delta(x - x_n) + \\ k_s(y_m - y_s)\delta(x - x_s) = 0 \end{aligned} \quad (3.5)$$

对于接触线的运动方程,同样可由式 (3.1) 得到.

而对于受电弓模型,最简单的处理方法是把受电弓的作用等效为接触线上的移动

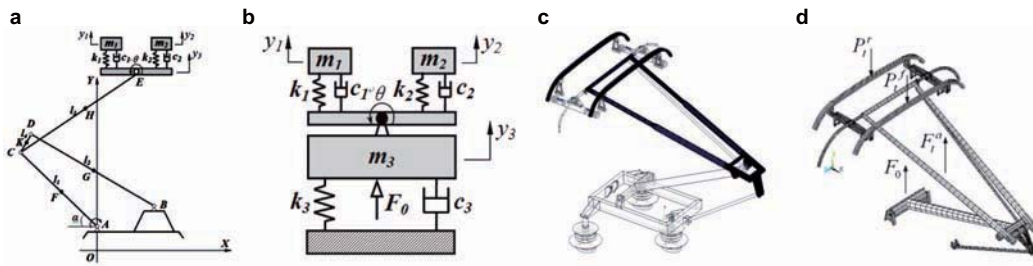


图 3.7

受电弓模型. (a) 多刚体模型, (b) 归算质量模型, (c) 刚柔混合模型, (d) 全柔性模型

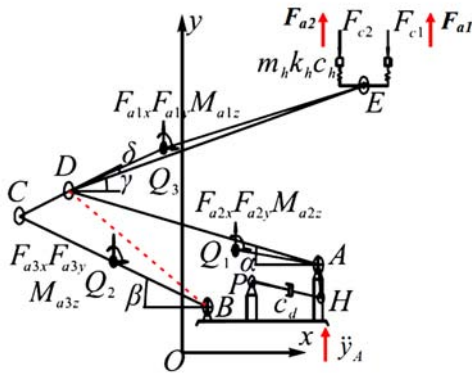


图 3.8

多刚体模型

集中载荷, 在移动载荷作用下研究其动态性能 (Metrikine & Bosch 2006). 然而, 这种方法过于简化, 没有考虑到受电弓和接触网的耦合作用. 基于这种方法, 已经检测到仿真结果与实际动态行为有明显的差异. 因此, 随着研究的发展, 提出了一些新的受电弓数学模型, 包括多刚体模型、归算质量模型、刚柔混合模型、柔性体模型等, 如图 3.7 所示. 采用不同的受电弓模型将对弓网动力学分析造成一定的差异. 以下以 TSG19 受电弓为例, 介绍这 4 种模型的建模方法.

传统的多刚体建模广泛用于受电弓的建模, 弓头的建模比较简单, 框架的建模则需根据框架几何形状和物理参数, 建立非线性的模型. 在图 3.8 中, 弓头部分被简化为 2 个集中质量块  $m_1$  和  $m_2$ , 略去弓头在  $x$  方向的运动偏差, 其弓头的运动微分方程为

$$m_h \ddot{y}_{h1} + F_{c1} - F_{h1} - F_{a1} = 0 \tag{3.6}$$

$$m_h \ddot{y}_{h2} + F_{c2} - F_{h2} - F_{a2} = 0 \tag{3.7}$$

式中,  $F_{c1}$  和  $F_{c2}$  是前后滑板与接触线之间的接触压力,  $F_{h1}$  和  $F_{h2}$  是弓头和框架之间

的相互作用力,有如下的表达形式

$$F_{h1} = -k_h(y_{h1} - y_E + l_d \sin \theta_h) - c_h(\dot{y}_{h1} - \dot{y}_E + l_d \cos \theta_h \cdot \dot{\theta}_h) \quad (3.8)$$

$$F_{h2} = -k_h(y_{h2} - y_E - l_d \sin \theta_h) - c_h(\dot{y}_{h2} - \dot{y}_E - l_d \cos \theta_h \cdot \dot{\theta}_h) \quad (3.9)$$

另外,对于弓头转动的动力学平衡方程,可表达为

$$J\ddot{\theta}_h + (F_{h1} - F_{h2})l_d \cos \theta_h = 0 \quad (3.10)$$

对于受电弓框架部分可以视作仅具有一个自由度的杆系结构,由于仅有一个独立的转动自由度  $\alpha$ ,因而可以较为方便地写出其动力学平衡方程,如下所示

$$f_1(\alpha)\ddot{\alpha} + f_2(\alpha)\dot{\alpha}^2 + f_3(\alpha)\dot{\alpha} + f_4(\alpha, \dot{\alpha}) = 0 \quad (3.11)$$

式中,  $f_i(\alpha)$  ( $i = 1 \sim 4$ ) 是  $\alpha$  的函数 (梅桂明 2011).

近几年弓网系统耦合振动的研究中,归算质量模型也较为常用.它是在上述多刚体模型的基础上,利用动能等效原理进行等效,将受电弓的框架结构简化成一个集中质量系统,其中包括一个或多个质量-弹簧-阻尼器单元,如图 3.7(b) 所示.为了得到框架的归算参数,需要在某一工作高度对框架部分的运动方程进行线性化 (梅桂明和张卫华 2002, 李丰良等 1998, 2006). 这样,方程 (3.11) 通过简化和整理,可得到下式

$$m_3\ddot{y}_3 + c_3\dot{y}_3 + k_3y_3 + F_1 + F_2 = F_0 \quad (3.12)$$

考虑到上框架的柔性变形,可建立受电弓四质量块模型,如图 3.9 所示.在这种模型中,其弓头部分的运动微分方程类似于多刚体模型,如方程 (3.6)~(3.10) 所示.同时,质量块  $m_3$  的方程只需将右端置为 0,而  $m_4$  的运动微分方程,可写成如下的形式.

$$m_4\ddot{y}_4 + (c_4 + c_3)\dot{y}_4 + (k_4 + k_3)y_4 - c_3\dot{y}_3 - k_3y_3 = F_0 \quad (3.13)$$

随着受电弓运行速度的不断提升,弓网耦合系统相互作用引起的振动频率也在不断提升.已经证实高频振动对弓网系统动力学性能的影响越来越显著,并且强气流引发的流致振动的影响,使得受电弓弓头滑板以及框架臂杆等关键部件的柔性变形日益显著.为了满足上述的分析需求,受电弓被等效为一种刚体和柔体的混合结构,考虑弓头滑板或框架上臂杆等关键部件为柔性体,其余部件被等效为刚体,如图 3.5(c) 所示.利用有限单元方法,建立这些关键部件的柔性体模型.在此基础上,通过运动铰连接刚性体和柔性体,由此建立起刚柔混合的受电弓模型.

由于弓头滑板或框架臂杆被等效为柔性体结构,具有多个自由度,因而动力学平衡方程已不能写为单自由度或多自由度的简单形式,只能写为如下的一般形式

$$M_p\ddot{u}_p + C_p\dot{u}_p + K_p u_p = f(t) \quad (3.14)$$



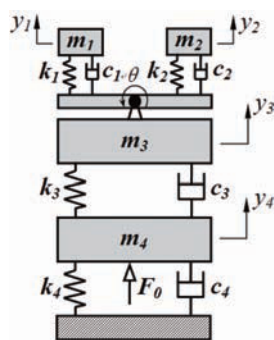


图 3.9

#### 四质量块模型

而对于受电弓其余部分, 由于被等效为刚性体, 因而对于动力学平衡方程, 与受电弓多刚体模型, 有相同的表达形式.

对于全柔性模型是将受电弓被等效为一种全柔性结构, 通过有限元方法同样可以建立其模型. 受电弓刚柔混合模型和全柔性模型的建模方法在这不作详细讨论, 可以参考相关文献 (Ning et al. 2011, 黄标 2004).

由以上 4 种受电弓模型的介绍可知, 多刚体模型不考虑受电弓的弹性变形, 将所有杆件视为刚性体, 分别建立弓头和框架部分的运动微分方程, 其中, 弓头的运动方程为线性而框架则为非线性. 在整个受电弓工作高度范围内, 受电弓振动行为均可用多刚体模型的运动微分方程进行描述, 但是, 其运动方程为非线性, 对于弓网耦合动力学的求解较为不便. 质量块模型则考虑到受电弓工作时, 在其某个工作高度进行小幅振动, 因此, 将框架部分的运动微分方程在某个工作高度进行线性化处理, 从而得到框架部分的归算参数, 进而获得了三质量块的受电弓模型. 当列车运行速度较高时, 受电弓上框架表现出柔性特征, 从而使得将框架部分视为刚性体的三质量块模型存在误差, 因此, 通过等效模型参数测定得到了四质量块的受电弓模型. 同样, 刚柔混合模型将滑板 and 上框架均视为柔性体而下臂杆则考虑为刚性体; 而全柔性模型则将整个受电弓均考虑为柔性体, 这主要是考虑到列车速度的提高, 受电弓高频振动对弓网相互作用产生了较大影响. 因此, 在进行弓网耦合动力学仿真时, 受电弓模型的选择非常关键, 多刚体模型存在非线性求解较为复杂; 质量块模型较为简单且精度适中; 而刚柔混合模型与全柔性模型适合高速条件下的弓网动力学仿真, 但建模和求解较为复杂.

#### 3.2.2 高速气流扰动

高速列车速度的提升也使得气流对高速列车的影响愈发明显, 其中, 受电弓的空气动力学特性则是影响高速受流的关键因素之一, 受电弓气动力对弓网受流的影响

已非常明显 (Bocciolone et al. 2006). 研究表明受电弓气动阻力占全车气动阻力的 7%~14% (严隽毫 2003), 由此说明高速气流不仅对减阻降噪有直接的负面影响, 同时其产生的气动力会引发结构的流致振动, 使得弓网间的振动更为复杂, 进而恶化高速弓网的受流质量. 就运行速度的影响而言, 根据理论和低速风洞试验研究表明, 气流扰动的影响与速度的平方相关, 而当速度进一步提升至高速及超高速时, 气流扰动的影响将发生质的变化. 因而, 随着高速列车速度等级的不断提升, 研究强气流作用下受电弓和接触网的流致振动, 确定振动的烈度和谱特征以及对弓网耦合振动的影响, 并研究受电弓双向运行的气流差异、明线和隧道的气流差异, 以及不同气流特征对弓网耦合振动及受流质量的影响规律, 从而提出满足高速受流的低阻力、低噪声、低扰动高速受电弓设计方案将成为当前亟待解决的问题.

通常, 忽略受电弓空气动力效应对低速受流的研究是可行的, 随着列车运行速度的提高, 空气动力对弓网受流的影响已非常明显. 日本学者在优化受电弓空气动力学性能和研发低噪声受电弓方面进行了深入研究, 提出了有意义的策略和研究方法. 如, 日本新干线 500 系 T 型弓, 采用直臂框架, 框架截面采用近流线型设计, 降低了气动阻力和噪声. 日本新干线 700 系高速受电弓, 如图 3.10 所示, 采用单臂形框架, 并对联接处进行平滑设计、减小空气间隙, 较好改善其空气动力学性能, 噪声降低了 4 dB 以上 (柴田, 勝彦 2005). Ikeda 和 Suzuki 等 (Ikeda, Yoshida, Suzuki 2008, Suzuki, Ikeda, Koyama 2007, Suzuki, Ikeda, Yoshida 2008, Suzuki, Ikeda, Koyama 2008). 通过对弓头滑板截面形状进行一系列的优化, 最终确定 2 种设计方案, 如图 3.11 所示. 在此基础上, 对结构尺寸 120 mm×55.1 mm 的设计方案进行改良, 设计一种带气流入口和出口的弓头截面形状, 如图 3.12 所示. 通过气流入口和出口设计, 不仅减小其气动阻力, 同时通过气流的喷射, 对弓头尾部的流场进行干预, 从而对气动升力起到一定的调节作用,

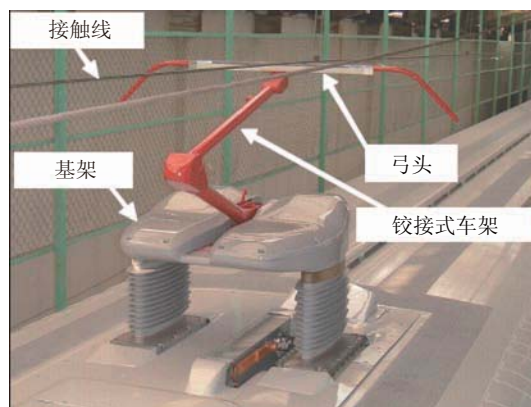


图 3.10

PS207 型受电弓

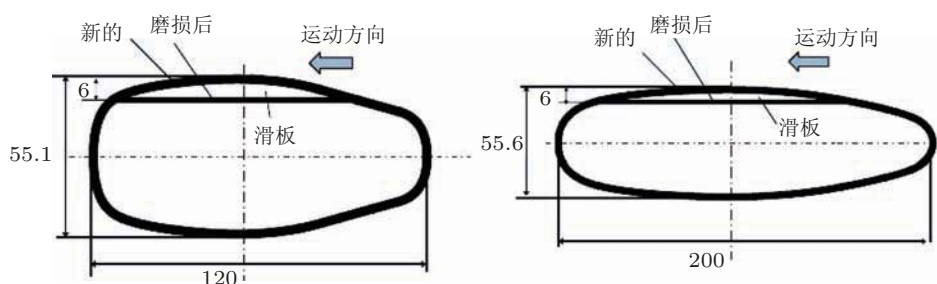


图 3.11

弓头截面形状优化方案

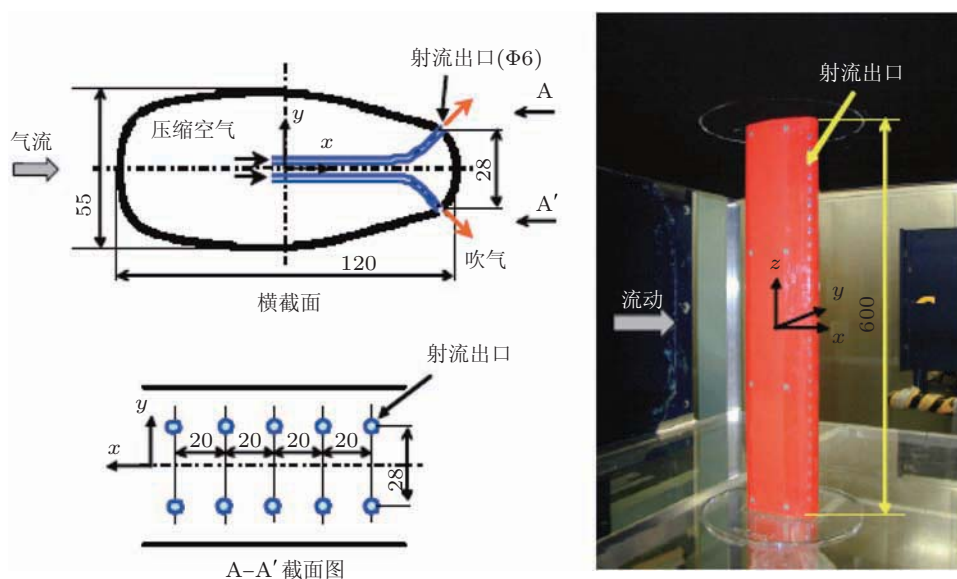


图 3.12

带气流入口和出口的弓头模型

如图 3.13 所示. 通过对出口向下和出口向上 2 种弓头截面设计方案的对比分析, 可知: 出口向下设计时, 向下喷射气流, 可增大抬升力; 出口向上设计时, 向上喷射气流时, 可减小抬升力, 如图 3.14 所示. 同时可知, 抬升力的变化与气流通道的空气压力有关, 如图 3.15 所示. 由此, 通过调节气流出口的方向和空气压力, 则可对气动抬升力进行调节, 以获得最佳的空气动力性能.

同时, Ikeda 等 (2004) 在设计受电弓弓角时, 对 3 种不同结构形式弓角的气动噪声进行了对比研究, 结果表明采用多孔圆柱结构的弓角表现出最佳的气动性能, 气动噪声比原型弓角降低了 10 dB 左右. 另外, 法国的 Noger 等 (2000) 通过风洞试验, 对 TGV 车顶导流罩的气动特性也进行了研究, 降低了其噪声水平. 除此之外, 意大利学

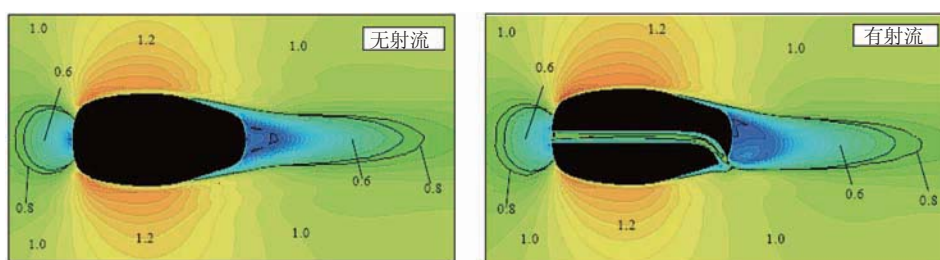


图 3.13

2 种弓头截面的流场分布

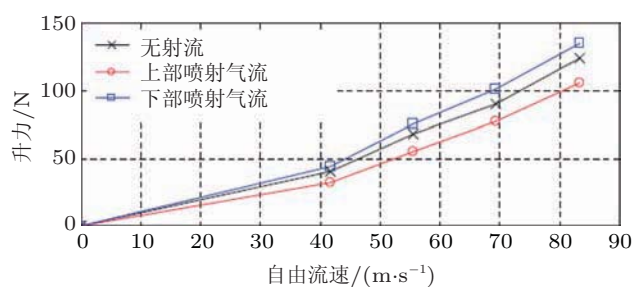


图 3.14

不同出口方向气流速度与抬升力关系图

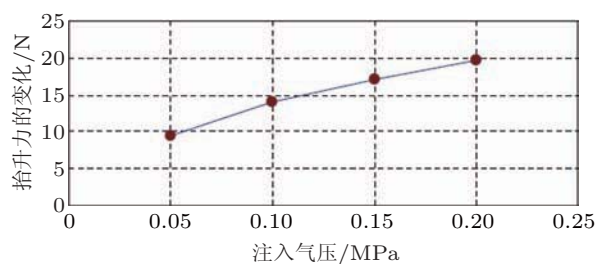


图 3.15

气流通道空气压力与抬升力关系

者 Boccione 等 (2006) 推进并深化了弓网气动行为的研究工作, 基于准定常理论, 研究了受电弓气动力对弓网动力学性能的影响分析. 但由于采用模型过于简化, 并且受电弓周围的气流速度根据风速谱获得, 因此, 受电弓双向运行、隧道通过时的受流差异并未考虑, 流致振动的影响也未涉及.

而在国内, 早期主要是通过一些低速风洞试验, 对受电弓的减阻降噪特性进行研究 (张弘, 于正平, 吴鸿标 1995; 蔡国华 2006, 2004, 2007; 张建辉, 杨炯, 姚勇 2010), 近年来, 受电弓气动特性的高速风洞和线路试验研究也逐步开展. 图 3.16 给出了在高速风洞中进行测试的 Faiveley 受电弓, 试验速度已达到 600 km/h. 在我国武广、京沪等



图 3.16

受电弓高速风洞试验



图 3.17

受电弓气动特性线路试验

客运专线上,张卫华等首次采用六分量测力天平对高速受电弓的气动特性进行了试验研究,如图 3.17 所示。同时,不同运行速度、不同工作高度、开口和闭口运行、隧道通过时受电弓的气动特性将有明显差异,并且对于安装有导流板的受电弓,其导流板角度也对受电弓气动特性有较大影响。图 3.18(a)和图 3.18(b)给出了以 290 km/h 和 310 km/h 的速度通过一长度为 600 m 左右和 2100 m 左右的隧道时气动抬升力的变化情况,入口和出口分别为受电弓通过隧道的入口和出口,可见高速列车在通过隧道时,受电弓的气动抬升力有较大的变化,由此也辨识了正是高速气流扰动造成了高速列车在隧道中运行时,弓网之间产生的火花要比明线上严重。由此,通过对实际运行的高速动车组受电弓,开展表面压力、空气阻力、空气升力和迎面风速等参数的实时动态测试,全面掌握了高速弓网系统的气流特征,为高速弓网系统的评价和改进设计提供了试验依据和数据支撑。

另一方面,随着计算流体力学仿真软件和计算机硬件的迅速发展,采用数值模拟

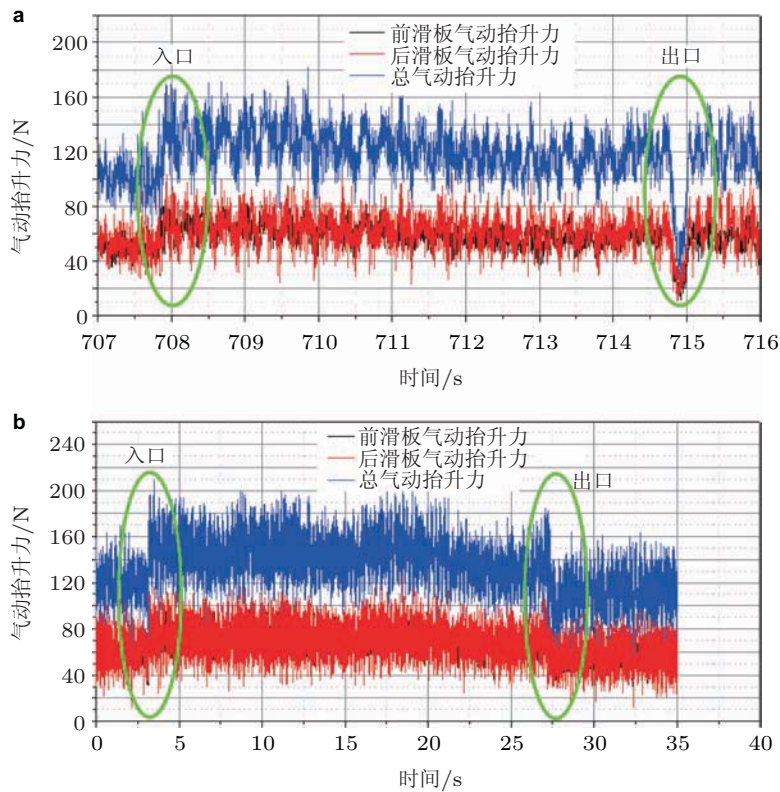


图 3.18

受电弓通过隧道时气动抬升力. (a) 290 km/h, (b) 310 km/h

研究受电弓的气动特性以及对受流性能的影响已是发展的趋势. 欧阳鹏等 (2010) 利用 Fluent 软件对受电弓导流板气动特性进行二维数值研究, 计算了不同来流攻角时导流板翼型周围流场的压力分布和速度分布, 并得到了相应角度下的气动升力及阻力系数, 确定了导流板产生的升力及阻力, 为受电弓稳定受流的气动力补偿控制提供了数值依据. 杨楨 (2009) 通过分析列车在高速行驶时空气动力影响受电弓受流的动态关系, 给出了作用于受电弓的空气抬升力的计算方法, 并通过线路试验探讨了不同改进方案对受电弓受流性能的影响. 宋洪磊等 (2010) 利用计算流体软件 STAR-CCM+, 采用湍流模型对受电弓空气动力学性能进行了仿真分析, 研究了高速条件下, 受电弓弓头和杆件处的表面压力分布, 以及受电弓气动阻力和升力情况. 吴燕等 (2009) 通过建立接触网和受电弓子系统的有限元模型和空气动力学模型, 采用 MSC-Marc 及 STAR-CD 软件, 对弓网进行了动态仿真, 研究了受电弓的动态受流性能和空气动力学性能. 李瑞平等 (2012) 对高速气流作用于受电弓会导致受电弓抬升力的改变以及受电弓与气流形成的流致振动开展了相关研究. 研究表明受电弓在高速气流作用下产生的气动

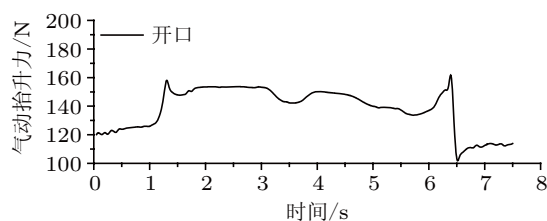


图 3.19

列车通过隧道受电弓气动抬升力

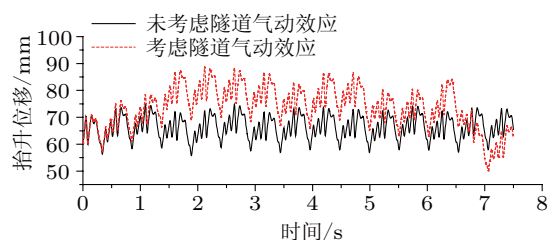


图 3.20

接触线抬升位移

抬升力,并非各部件气动升力的简单相加,而是各部件在气动阻力、气动升力和气动力矩的共同作用下,最终在弓头处产生的垂向力.对于受电弓气动力以及气动抬升力对弓网动力学的影响研究,需要考虑列车在明线和隧道内运行时的差异,这对弓网系统的参数设计具有重要意义.列车在隧道内运行时,由于隧道壁面的限制而产生活塞效应,导致作用于受电弓上的气动载荷显著大于列车在明线上运行时受电弓产生的气动载荷,这种差异在隧道入口和出口处尤为明显,如图 3.19 所示.受电弓气动抬升力的增加,一方面,会导致接触线抬升位移增大,定位器处的抬升量容易超过设计值而产生弓网故障,如图 3.20 所示;另一方面,使得接触压力增加以及波动范围变大(李瑞平等 2013a, Li et al. 2013).

弓网流致振动主要是结合受电弓空气动力学和弓网耦合动力学仿真,在每个时间步长内将流体仿真获得气动力传递给弓网动力学模型;将弓网耦合动力学仿真获得的受电弓振动速度传递给空气动力学模型,从而实现弓网流固耦合联合仿真(张卫华 2013).接触网属于柔性结构,其自重较轻,自振频率较低,属风敏感结构,在风载荷作用下易产生较大的变形和振动,且表现出很强的非线性特征,因此,研究横风对接触网的影响需要考虑自然风的脉动成分(李瑞平等 2013b).首先,根据实测的风速谱,采用线性滤波法或者谐波叠加法获得时间历程上的脉动风速;然后,根据脉动风速计算得到作用接触网上的风载荷,从而计算接触网的风振位移,如图 3.21 所示.由于脉动风载荷对接触网具有动力作用,所以计算得到的接触线位移比平均风作用时大.横风作

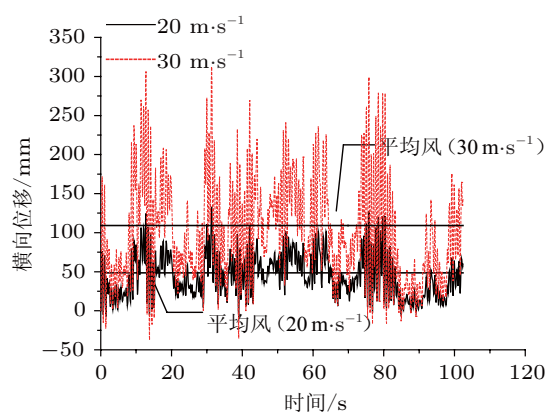


图 3.21

脉动风和平均风作用下的横向位移

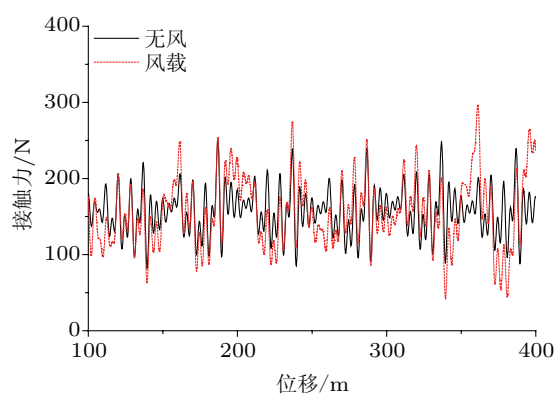


图 3.22

无风和横风作用下的弓网接触压力

用于接触网导致弓网接触压力的变化,如图 3.22 所示,风载荷引起的接触网振动导致接触压力波动变大,从而影响弓网受流质量.横风对受电弓气动力的影响,需要研究不同侧偏角下受电弓气动力的改变,受电弓气动载荷可由风洞试验或者空气动力学仿真获得,获得时间历程上的气动载荷后加载到弓网耦合动力学模型,研究横风载荷对弓网受流的影响.

由此可见,通过数值仿真,并结合风洞试验和线路试验,研究弓网系统的气动特性,在此基础上,研究强气流作用下受电弓和接触网的耦合振动,确定不同气流特征对弓网振动特性以及受流性能的影响是可行的,同时也是研究发展的必然趋势.

### 3.2.3 结构柔性变形及不平顺

随着高速列车运行速度的不断提升,弓网耦合系统相互作用的频率也在不断增高,



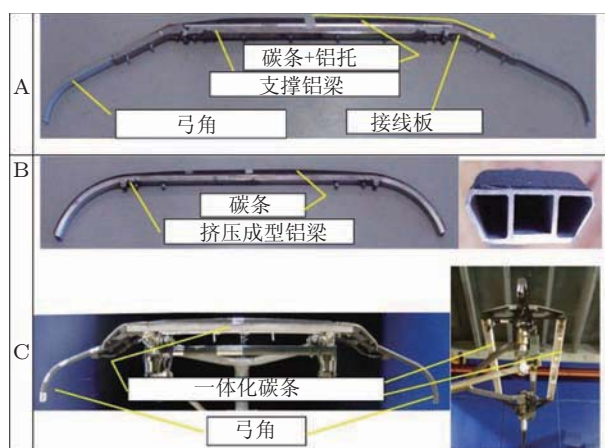


图 3.23

不同的弓头滑板结构形式

将激发出高于常规频率段 (0~20 Hz) 的中高频部分振动模态, 同时也使得弓网垂向的振动、纵向的冲击和横向的摆动行为更加复杂. 另一方面, 接触网的接触线不可能是完全平直的, 会有一定程度的不平顺, 接触线的不平顺主要来自于重力作用下的接触线下悬状态和接触线表面的不平顺. 这种不平顺的存在, 对受电弓而言就是扰动, 会加剧弓网的振动, 最终影响到受流质量. 因而, 这就在高速铁路接触网的弹性设计和高速受电弓的动力学设计中提出了新的难题.

在结构柔性变形对弓网关系影响研究方面, 近些年, 国内外的学者已开展了一定的研究工作. 在意大利, Collina 等 (2006) 通过试验方法对弓网接触力进行了研究, 并测到高于常规频率段 (0~20 Hz) 的中高频部分接触力数据. 同时, 受电弓的主要模态中有几阶模态都与弓头相关, 其中, 低频部分的模态主要来自弓头弹簧的贡献, 而高频部分的模态主要与受电弓滑板的变形有关. 因而, 在高频范围内, 弓头滑板结构形式的合理设计可对受电弓的动态性能有较大的改善. Collina 等 (2009) 通过研究进一步得知受电弓弓头滑板结构形式越复杂、不同材料的构件越多, 在高频激起的模态将越多. 如图 3.23 所示的 3 种受电弓弓头滑板结构, 在滑板中截面两侧 290 mm 范围内施加移动激振时, 结构将表现出不同的频响特性, 其中 A 型滑板在高频范围内 (50 Hz~200 Hz), 激发出较多的模态, 如图 3.24(a) 所示. 而 B 型滑板在高频范围内 (50 Hz~200 Hz), 仅表现出两阶模态, 如图 3.24(b) 所示. 从表 3.1 所示的 3 种弓头滑板模态分布可以看到, 原因在于 B 型受电弓结构较简单, 在 50 Hz~200 Hz 频率段内, 模态较少, 而其他 2 种类型弓头滑板模态分布较为密集. 由此可见, 在对受电弓弓头进行模态设计时, 弓头结构形式应力求简单, 尽量采用一体化设计, 减少其模态数目, 以降低高频模态对受电弓振动的贡献.

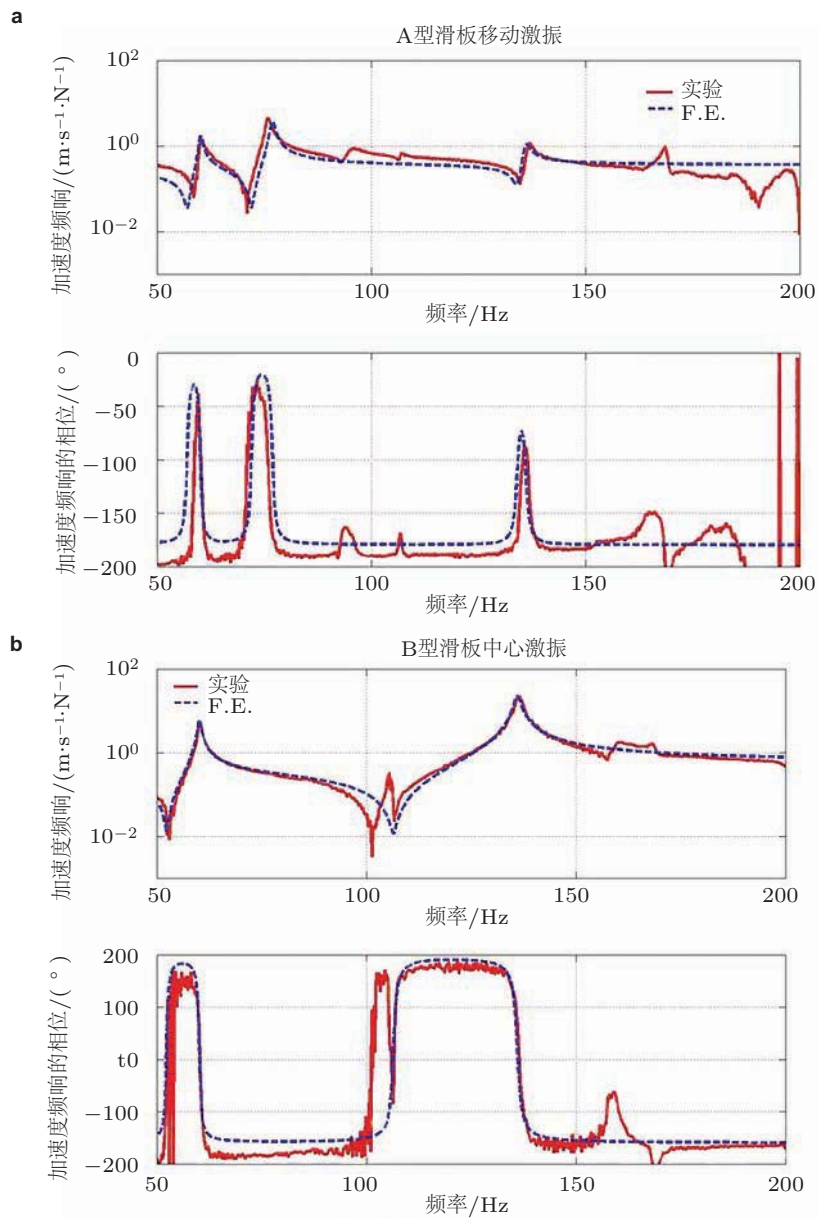


图 3.24

不同弓头滑板形式的频响特性. (a)A 型滑板弓头, (b)B 型滑板弓头

而在国内, 周宁和张卫华 (2009) 基于有限单元法, 建立接触网模型和考虑柔性变形的受电弓模型, 对弓网的动力学性能进行分析, 并与采用传统的质量块受电弓模型的计算数据进行对比, 证实了结构的柔性变形模态将对弓网的动力学特性起着至关重要的作用, 如图 3.25 所示, 如果采用质量块受电弓模型进行计算, 将造成该模态的缺

表 3.1 3 种弓头滑板的模态分布

模态	频率/Hz		
	A 型	B 型	C 型
1	60.1	81	49.3
2	76.9	177	68.2
3	136	287	73.0
4	224	476	110.1
5	311	—	139.8
6	399	—	153.4
7	437	—	175

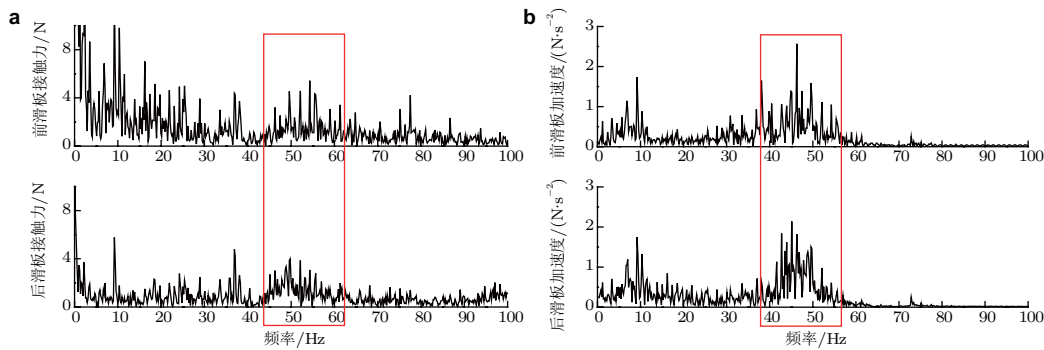


图 3.25

受电弓振动频谱. (a) 接触压力, (b) 弓头加速度

失, 从而导致计算结果有一定的偏差.

在接触网不平顺研究方面, 日本学者 Nagasaka 和 Aboshi(2004) 为研究接触线不平顺对接触压力变化的影响, 设计了一种接触线不平顺参数的测试装置, 该装置采用了 2 组与接触线非接触的激光传感器, 以减小检测时由于列车垂向振动引起的测试误差. 通过对新干线接触网的测试, 得到了相应的接触网不平顺谱, 并在此基础上, 就不平顺参数对接触压力波动的影响进行了分析. 在我国, 张卫华等 (2000) 提出了接触线表面不平顺的新概念, 研究了因接触线表面不平顺造成的对接触压力的影响, 并就如何改变受电弓的动力学参数来减小接触线表面不平顺对弓网受流的影响进行了分析. 但由于目前还未有相应的接触网不平顺谱, 因而只能进行一些简单谐波形状的不平顺研究. 随着研究的深入, 宦荣华等 (2012, 2013) 通过建立计及接触网不平顺时符合实际工况的弓网耦合动力学模型, 对接触网随机不平顺对弓网动力学特性的影响规律进行了研究, 确定了引起较大弓网耦合振动的接触网不平顺不利波长, 确定了几类主要线路条件下接触线导致高误差的限值. 接触网不平顺谱具有重要的科学和工程意义, 可用于接触网平顺状态评估, 分析接触网不平顺的主要形成原因, 指导接触网的架设和

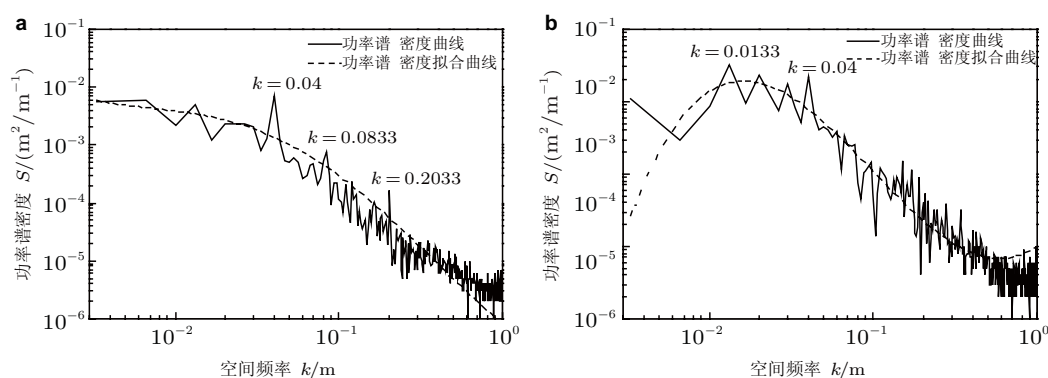


图 3.26

接触线垂向不平顺谱. (a) 武广线, (b) 京石武线

后期维护; 为弓网耦合仿真提供数据输入, 为弓网系统结构参数的优化设计提供基础. 为此, 西南交通大学张卫华等在浙江大学、电化院等合作单位的共同努力下初步建立了包括武广高铁、沪杭高铁、京沪高铁、京石武高铁、郑西高铁和哈大高铁等线路的接触网不平顺谱, 如图 3.26 所示.

### 3.2.4 接触网波速及利用率

正如前面论述的一样, 受电弓沿接触线的高速滑动, 势必引起弓网的持续振动, 这种振动在接触网导线上将以振动波的形式进行传播, 如图 3.27 所示. 对于接触网波动特性的研究, 在国外, Aboshi 等 (2000) 就接触线的波动速度与弓网接触压力的变化关系进行了研究, 提出了改善接触压力波动幅度, 以提高弓网受流质量的解决措施. Hayasaka (2004) 对接触网锚段关节处接触线振动波的入射和反射过程进行了分析, 设计了一种阻尼器, 并通过弓网系统的仿真计算对阻尼器的参数和安装位置进行了确定, 降低了接触线和弓网接触压力的波动; 在国内, Zhou 等 (2013) 通过不同的接触网模型及方法, 对接触网的波动特征进行了初步的研究, 包括振动波的波速、波长及频率等, 并通过相应的波动实验进行了验证, 提出了确定接触网波动特性合理的模型和方法.

而在接触网波速及利用率方面, 为突破接触网波动速度对高速列车运行速度的限制, 现阶段各国主要采用增大接触网张力的办法, 如试验速度达 574.8 km/h 的法国 V150 试验列车, 接触网的张力提高至 40 kN, 以提高接触网的波动速度. 但由于接触网导线的强度、可靠性、经济成本等方面的要求, 接触网张力的加大总是有限的. 同时, 就目前投入使用的高速弓网系统而言, 其张力的设计是有富余的, 最高运行速度大多仅为波动速度的 0.7~0.8 倍左右, 也就是说接触网波速还未完全利用. 因此, 研究如何

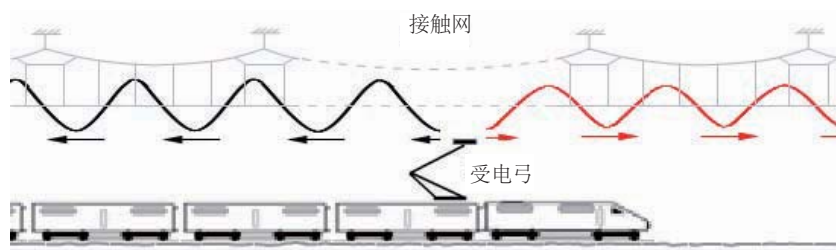


图 3.27

接触网振动波的传播

表 3.2 高速接触网系统波速特性

	接触线张力/kN	抬升力/N	波动速度/(km·h <sup>-1</sup> )	最高速度/(km·h <sup>-1</sup> )	波速利用率
1 调整前	30	225.20	537	400	0.74
2 调整后	30	100.00	537	425	0.79
3 调整前	37	266.43	596	425	0.71
4 调整后	37	150.00	596	500	0.84

在有限接触网张力条件下,使得高速列车最高运行速度逼近波速,提高波速利用率,已是适应高速列车发展需求的当务之急.表 3.2 给出了 2 种张力条件下高速接触网系统的波速特性.由表可见:当接触线张力为 30 kN 时,如不对设计参数进行调整,弓网不发生离线的最高运行速度为 400 km/h,其波速利用率仅为 0.74,而通过参数调整后,其最高运行速度可达到 425 km/h,波速利用率也相应的提升至 0.79;如需进一步提升最高运行速度,将接触线张力提升至 37 kN,此时通过弓网设计参数的优化,其最高运行速度由 425 km/h 提升至 500 km/h,波速利用率也得到了明显的提升,由 0.71 增大为 0.84.

总体而言,就目前国内外关于接触网波动问题的研究而言,这方面的文献相对较少,而且接触网的波速利用率和极限,以及接触网振动波的传播规律、干涉机制等至今还未有明确的认识.由此可见,研究接触网的波动传播特征,辨识简单和复杂波动源下接触网振动波的传播规律和干涉机制,并研究如何通过对弓网设计参数(如接触网悬挂形式、张力、跨距、吊弦间距,以及受电弓悬挂刚度、质量、阻尼等)进行调整和优化,以提高接触网波速的利用率,从而提升受电弓的最高运行速度,这将是高速接触网波动特性研究的发展趋势.

### 3.2.5 双弓受流

为提高列车运输能力,高速列车常采用 16 辆大编组形式,这相当于 2 列同型号高速动车组联挂运行,如图 3.28 所示.当 2 列高速动车组联挂运行时,由于受到受电弓

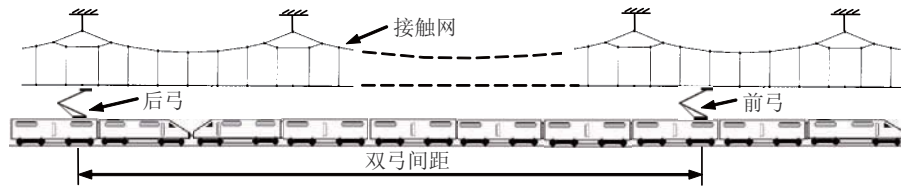


图 3.28

## 动车组双弓重联运行

导电容量的限制, 重联编组的高速列车须采用双弓运行. 如, 对于目前现役单个高速受电弓, 其额定电流容量是有限制的, 如 DSA380 受电弓、SSS400+ 受电弓以及法维莱 CX-NG 受电弓的额定最大容量分别为 1000 A, 1000 A 和 700 A. 而 16 辆编组的高速列车所需的电流容量需达到 1000 A 以上, 此容量要求已超过单个受电弓的额定容量. 同时, 考虑电气设备对于大容量电流的承载能力, 因而在 16 辆编组的高速列车中需采用双弓受流.

众所周知, 当高速列车运行时, 受电弓沿接触网的滑动将造成接触线的振动, 这种振动以波的形式沿接触线传播. 当双弓运行时, 由于接触线的波动作用, 高速列车后弓的动力学性能往往受到前弓运行的干扰, 将对后弓受流造成不利的影响 (Manabe et al. 1986, 孟祥奎 2002). 同时, 如果后弓所处位置不同, 这种影响可能被恶化, 导致后弓离线严重, 不能受流. 因而, 研究双弓间距对弓网动力学性能的影响, 探讨如何合理选择双弓间距, 以保证良好、稳定地受流及使接触线具有较长的使用寿命也是需解决的主要难题之一.

对于双弓受流问题的研究, 由于国外动车组双弓重联运行的工况不多见, 因而这方面的文献也相对较少. 而在国内, 也是近些年才开始略做了一些工作. 周宁和张卫华等 (2009, 2011) 针对简单链型悬挂接触网和 DSA250 型受电弓, 通过建立接触网有限元模型和双弓的归算质量模型, 研究了弓网系统的动力学性能, 并就单、双受流的差异以及双弓间距对动力学性能的影响进行了讨论, 结果表明双弓运行时, 后弓对前弓受流的影响较小, 而前弓对后弓的影响较大. 双弓间距不同时, 前弓抬升位移和接触力等动力学性能的变化较小, 而后弓的变化较为显著.

在此基础上, 针对武广高速铁路提出的双弓重联情况下 350 km/h 持续运行的设计目标, 首先就京津高速铁路弓网系统方案能否满足该设计运行目标进行了分析, 图 3.29 给出了 300 km/h 和 350 km/h 速度下, 前弓和后弓的接触压力计算结果. 结果表明基于京津高速铁路弓网系统方案实现双弓重联情况下 350 km/h 的持续运行余量不足. 进而, 对京津高速铁路弓网系统的结构和参数进行了优化匹配, 通过对接触网悬挂形式、接触线张力和双弓间距等方面的改造, 提出了新的弓网系统设计方案. 在此基础

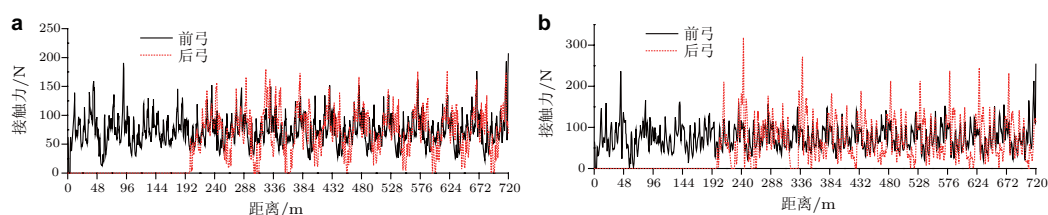


图 3.29

京津城际不同速度下的前、后弓接触压力. (a) 300 km/h, (b) 350 km/h

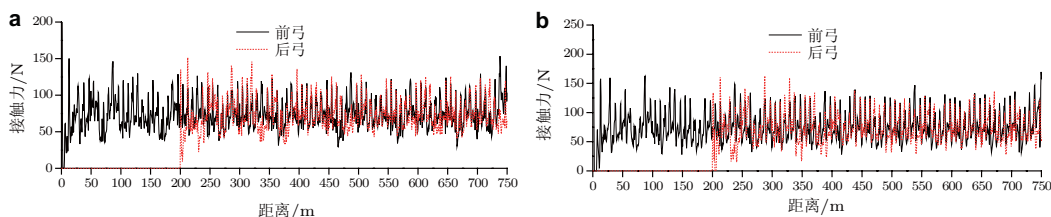


图 3.30

改造后的弓网系统不同速度下前、后弓接触压力. (a) 330 km/h, (b) 350 km/h

上, 针对改造后的弓网系统, 通过仿真计算和线路测试对其受流性能进行了验证, 证实改造后的弓网系统设计方案是合理的, 200 m 双弓间距条件下后弓可以获得稳定的受流. 由图 3.30 给出的改造后的弓网系统不同速度下前、后弓接触压力计算结果可以看出, 对于改造后的弓网系统, 采用 200 m 的双弓间距, 在 330 km/h~350 km/h 速度条件下, 后弓的接触压力波动较小, 与前弓的接触压力曲线基本保持一致, 满足 350 km/h 后弓稳定受流的运行要求.

### 3.2.6 小结

就目前而言, 我国为实现高速列车的稳定受流, 已经开展大量的研究和分析工作, 并取得了阶段性成果. 如, 通过进行接触网和受电弓的结构分析、系统动力学分析、空气动力学分析等, 全面掌握了弓网的动态特性, 优化接触网和受电弓的结构参数, 提高了弓网匹配性能; 采用高强高导的接触线和弹性链型悬挂, 增大了接触线张力, 提高了接触网的波动速度及利用率; 减轻受电弓质量, 尤其是弓头, 上框架和上导杆的质量, 采用轻质高强度的铝合金, 钛合金材料以及高强度非金属材料取代传统的钢铁材料, 改善了受电弓的跟随性及动态性能; 通过静态和动态线路试验, 优化了翼片和导流板的安装角度和安装尺寸等, 增强了受电弓抗气流扰动的能力; 采用了受电弓主动控制装置, 控制由于气流扰动、弓网耦合振动以及外界环境的变化引起的接触力最大值和最小值的变化, 使弓网接触力的波动保持在很小的范围内, 从而减少接触线和滑板的

磨损,降低受电弓和接触网线的维护成本.

但是,如上所述,随着高速列车运行速度的不断提升,一系列新的弓网关系问题逐步暴露,急待解决,而在这些方面的研究仍处于起始阶段.因而,在对现有国内外高速弓网系统的关键技术进行全面研究的基础上,开展高速弓网耦合振动行为研究,探明接触网振动波的传播规律、强气流的流固耦合作用机理,以及高速滑行条件下弓网振动特性、电接触特性的演变规律,进而解决影响高速列车速度进一步提升的制约因素,保证高速列车安全、稳定的受流是非常急需的.

### 3.3 高速弓网系统的结构及类型

#### 3.3.1 接触网结构

目前,世界各国为满足高速受流的要求,都根据自己国家高速铁路的实际情况而采用了不同的接触网结构形式.高速接触网的结构形式就其现有的情况而言,主要有简单链型悬挂、弹性链型悬挂和复式链型悬挂 3 种类型.

由于简单链型悬挂接触网具有结构简单、施工方便、工程造价低、运行维修费用少等优点,因此被世界各国所认可,已成为较为常见的高速铁路接触网类型.其中比较有代表性的如法国、意大利和中国的高速接触网系统,如图 3.31~图 3.33 所示.

相比于简单链型悬挂接触网而言,弹性链型悬挂接触网由于增加了弹性吊索,具有更好的弹性均匀系数,可获得更优的受流质量,因而这种高速接触网类型也被较多的国家所采用,包括德国、西班牙和中国等,其相应的接触网系统如图 3.34~图 3.36 所

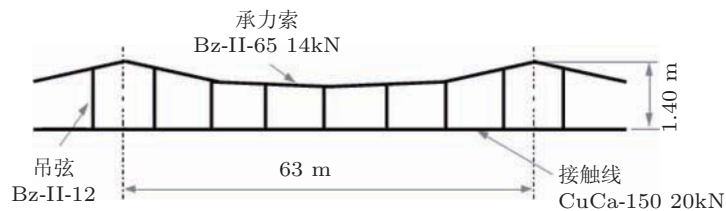


图 3.31

法国 TGV 标准简单链型悬挂接触网

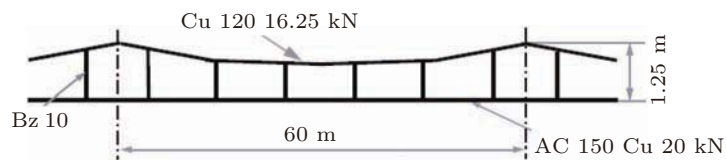


图 3.32

意大利简单链型悬挂接触网



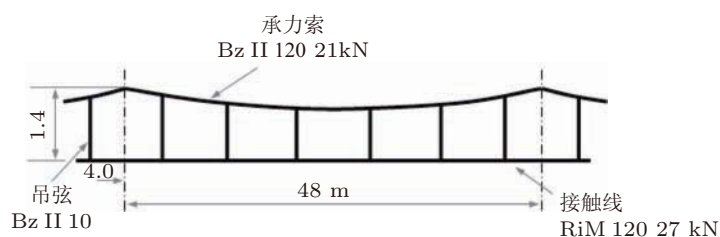


图 3.33

中国京津线简单链型悬挂接触网

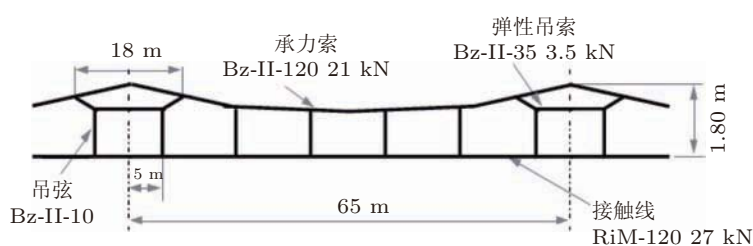


图 3.34

德国 Re 330 弹性链型悬挂接触网

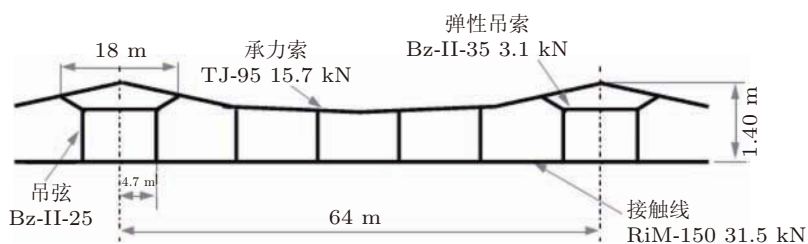


图 3.35

西班牙 EAC 350 弹性链型悬挂接触网

示. 德国高速铁路接触网一直采用弹性链型悬挂, 在总结 Re75, Re100, Re160 这 3 种标准的基础上, 形成了 Re200, Re250 和 Re330 标准系列. Re 表示为标准接触网, 后边的数字为在该标准接触网形式下列车可运行的最大时速.

对于复式链型悬挂接触网, 主要在日本得到较多的应用. 在日本, 由于处于多台风、多地震等特点, 从第 1 条高速铁路接触网系统采用复链悬挂以来, 基本沿用自己传统的接触网悬挂方式——复链, 如图 3.37 所示. 虽然此类型接触网弹性均匀系数相当好, 但是造价高, 且施工、维修等方面均不方便. 从新建线路看在时速低于 300 km/h 的线路上有向简单链型接触网过渡的趋势.

由此可见, 对应上述 3 种接触网结构类型, 运行实践证明, 都能适应高速运行的要

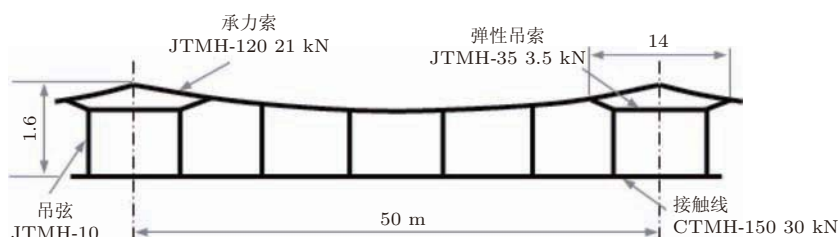


图 3.36

中国武广线线弹性链型悬挂接触网

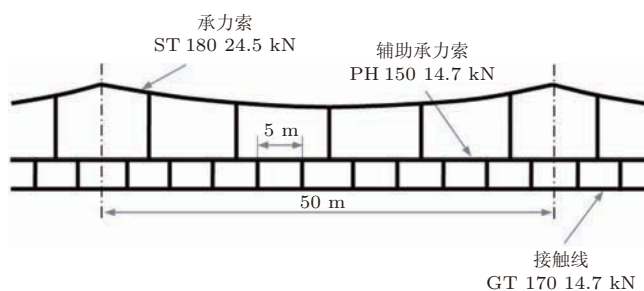


图 3.37

日本东海道复式链型悬挂接触网

求, 但各有优劣. 对于复式链型悬挂接触网而言, 目前主要在日本高速铁路中采用较多, 主要是由于它受流稳定性及风稳定性都较为优越, 弹性均匀度较好. 但复式链型悬挂单位长度质量较大, 造成波动速度无法提升, 影响列车速度进一步提升, 而且也会造成接触线较大的波状磨损, 进而影响使用寿命. 同时, 其造价太高, 维护费用也较大. 相比复式链型悬挂接触网而言, 简单链型和弹性链型接触网结构简单、造价也相对较为便宜. 因而, 目前我国也主要采用简单链型和弹性链型的接触网结构类型.

### 3.3.2 受电弓结构

受电弓结构多种多样, 其分类方法也有多种形式, 按照臂杆的形式可分为棱型受电弓、T型受电弓和单臂受电弓. 对于棱型受电弓其稳定性、集电性较好, 但由于结构较为复杂, 空气动力学性能较差, 如图 3.38 所示的日本新干线 300 系采用的 TPS203B 棱型受电弓和意大利 ETR480 和 E402B 列车上采用的 ATR 90.3kV 受电弓. 而 T 型受电弓结构简单, 空气动力学性能较好, 但由于工作高度较低, 适用范围有限, 主要应用在接触网网高较低的本国新干线, 如图 3.39 所示. 因而, 目前应用较多的主要是单臂受电弓, 如图 3.40 所示, 该种受电弓主要由弓头、框架、底架和传动机构 4 部分组成. 底架支撑框架, 并通过绝缘子固定在车顶上, 框架通过升弓弹簧支撑弓头. 从机构

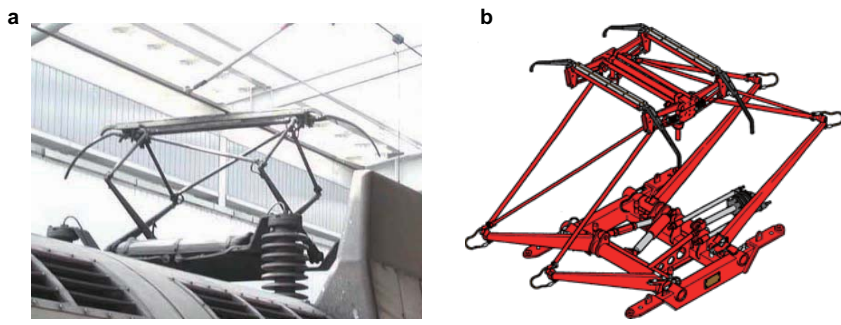


图 3.38

棱型受电弓. (a)TPS203B 棱型受电弓, (b)ATR 90.3kV 受电弓



图 3.39

T 型受电弓



图 3.40

单臂受电弓

运动学角度看, 整个框架是 2 个四连杆机构, 传动机构作用于框架的下臂杆来实现升降弓动作.

对于受电弓,按其升弓方式又可分为弹簧升弓和气囊升弓 2 种类型,气囊升弓的受电弓目前使用较多,如图 3.40 中所示的受电弓,而图 3.41 为我国早期研制的弹簧升弓的 TSG3 型受电弓;按使用场合又分为直流受电弓和交流受电弓;按受电弓框架的层数又可分为单层受电弓和双层受电弓(亦称子母弓),如图 3.42 所示为法国东南新干线采用的 AMDE 型受电弓,其静态接触压力为 70 N~80 N,采用碳滑板,归算质量为 9 kg,该受电弓于 1981 年 2 月 26 日,创造了 380 km/h 的当时的世界记录.

按照受电弓弓头滑板的数目还可分为单滑板和双滑板受电弓,如图 3.43 所示的德国 DSA 受电弓,意大利 ATR 受电弓,以及法国 GPU 受电弓都属于双滑板受电弓,而图 3.44 所示的法国 CX 受电弓以及日本 700 系列车采用的 TPS301 受电弓则属于单滑板受电弓.

对于图 3.43 所示的双滑板受电弓,都属于单臂受电弓,2 个滑板相互独立,由框架



图 3.41

中国 TSG3 受电弓



图 3.42

法国 AMDE 型受电弓



图 3.43

双滑板受电弓. (a) 德国 DSA 受电弓, (b) 意大利 ATR 受电弓, (c) 法国 GPU 受电弓

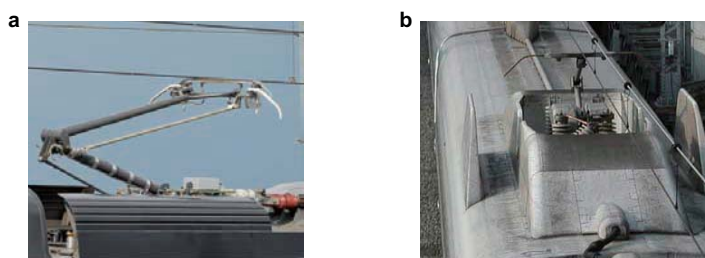


图 3.44

单滑板受电弓. (a) 法国 CX 受电弓, (b) 日本 700 系 TPS301 受电弓

支撑. 采用碳滑板, 重量较轻. 当一个滑板离线并向下运动时, 基于机构运动关系的设计, 另一个滑板势必保持向上的运动趋势, 力求 2 个滑板不同时发生离线, 从而保证弓网受流的稳定性. 同时, 就单个滑板而言, 弓头质量较小, 可以有更好的跟随性及动态特性. 这 3 种双滑板受电弓都有良好的运用业绩, 如法国 GPU 型受电弓, 在大西洋新干线通过 TGV140 高速列车, 于 1990 年 5 月 18 日, 创造了 515.3 km/h 当时的世界纪录.

相比双滑板受电弓, 图 3.44 所示的单滑板受电弓有更简单的结构, 不仅降低了噪声, 还具有成本低、轻量化、免维修等优点. 如, 日本研制的 TPS301 型受电弓, 其集电性能和空气动力学性能良好, 与 300 系的棱型受电弓相比, 噪声下降了约 14dB. 同时, 由于只有单个滑板, 不用考虑 2 个滑板之间的运动关系, 更易于主动控制效果的实现. 如, 法国的 CX 单滑板受电弓, 采用合成纤维弓头、重量减轻了 30%~40%, 并采用气囊支撑装置和高性能主动控制装置, 在法国东部线通过 TGV150 高速列车, 于 2007 年 4 月 3 日, 创造了 574.8 km/h 目前的世界纪录. 但正是仅有单个滑板, 与接触线的接触面积有限, 因而可受取的电流相对较小. 同时, 由于单个滑板的重量有所增大, 因而受电弓弓头的振动、冲击较大.

按照使用的速度还可分为高速受电弓和低速受电弓, 在中国, 目前有速度 350 km/h 及以上营运业绩的高速受电弓主要包括: 中国株洲电力机车有限公司生产的 TSG19

型受电弓 (SSS400+)、中国北京赛德引进德国 STEMMANN 公司技术生产的 DSA380 型受电弓, 以及法国法维莱 CX25 型受电弓, 如图 3.45 所示.

### 3.3.3 小结

由此可见, 世界各国为满足高速受流的要求, 都根据自己国家高速铁路的实际情况而研制了不同的接触网和受电弓结构类型. 就接触网而言, 满足高速受流要求的, 主要具有如下的特点:

- (1) 简化的接触网结构, 以提高接触网的可靠性;
- (2) 接触网跨距在减小、而接触网网高在加大;
- (3) 接触网线材尽可能选用高强、高导、轻量化的材料;
- (4) 在材质一定的条件下, 尽可能地提高接触线的张力, 以提高接触线的波动传播速度, 进而提高运行速度.

同时, 随着新型高速接触网的设计和开发, 与接触网参数及运营速度相匹配的高速受电弓也在同步研制. 在保证高速稳定受流的前提下, 各国研制的高速受电弓主要具备如下的特点:

(1) 日本新干线的高速受电弓, 注重流线型设计, 以获取良好的空气动力学性能为目标; 同时, 由于日本的接触网高度低, 主要致力于结构简单且紧凑的单臂受电弓的开发.

(2) 法国、德国和中国的高速受电弓工作高度较高, 结构设计较为复杂, 杆件较多; 由于结构较复杂且暴露在空气中的部件较多, 缺乏流线型设计, 因此, 受电弓的气动性能有待优化; 同时, 部分受电弓已采用主动控制技术, 提高了受流的稳定性及可靠性.

从国内外弓网系统设计、研发的过程来看, 已实现近 350 km/h 的弓网系统, 但随着高速列车速度的不断提高, 弓网关系中一些新的问题将暴露出来. 因而, 对速度提升后弓网关系的关键问题进行探讨, 研制新型的接触网和受电弓结构, 以实现速度的进一步提升是非常必要的.

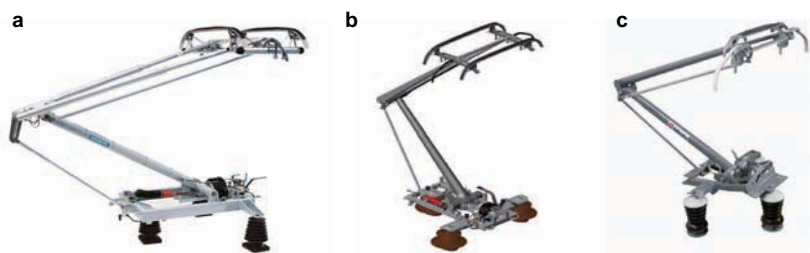


图 3.45

高速受电弓. (a)TSG19 型受电弓, (b) 德国 DSA380 受电弓, (c) 法国法维莱 CX 受电弓

## 4 高速轮轨关系\*

### 4.1 引言

由于列车长时间高速运行,列车和轨道结构材料服役环境会发生变化,各种隐患问题会逐步暴露出来,从而威胁到行车安全.从全世界高速铁路运营历史和经验看,轮轨关系问题极为突出.根据轮轨滚动接触副的基本功能和运营过程中出现的问题,轮轨关系问题的研究分为轮轨滚动接触基本理论问题、轮轨匹配研究、轮轨黏着和控制、接触表面磨损和滚动接触疲劳破坏、轮轨噪声、脱轨问题.它们的研究牵涉许多学科,如系统动力学、材料学、摩擦学、固体力学和计算方法等.本节就我国高速列车引进、消化、吸收和再创新以及大规模成功运用以来,就上述轮轨关系的几个问题所开展的研究工作进行回顾总结.

### 4.2 高速轮轨关系问题一般描述

到目前为止,高速列车商业运营速度接近 350 km/h,试验速度超过 500 km/h.它们的驱动、制动、正常的运行都要依靠轮轨滚动接触作用.轮轨滚动接触状态直接影响列车运行品质、运行安全以及运输成本.图 4.1(a)表示一个单轮对沿轨道运动情况.在图 4.1(a)中,坐标系  $OXYZ$  代表轨道坐标系, $OX$  轴, $OY$  轴和  $OZ$  轴分别表示轨道的纵向、水平横向和垂向, $o'x'y'z'$  是轮对局部坐标系,其原点和轮对中心重合, $o'y'$  与轮对轴线重合,轮对可绕  $o'y'$  轴旋转,名义旋转角速度为  $\omega_0$ , $o'x'y'z'$  可以表示轮对的侧滚和摇头以及平动,侧滚角和侧滚角速度分别为  $\phi$  和  $\dot{\phi}$ ,摇头角和角速度分别为  $\psi$  和  $\dot{\psi}$ , $y$  表示轮对中心的横移,这些表示轮对运动的量在轮对运动过程中都是变化的.轮对沿着轨道作高速运动过程中,要将几吨到几十吨的载荷通过轮轨接触点处的材料传到轨道上,轮轨接触点处材料由此产生变形而形成拇指大的接触斑(120 mm<sup>2</sup> 左右)(金学松等 1988).轮对高速滚动过程中并伴随滑动和自旋运动,由此在轮轨接触斑上除了正压力外,还产生轮轨之间的切向分力和力偶分量,如图 4.1(b)中所示的直线箭头和弧线箭头.轮轨界面之间的滑动有时候是微小的,有时候很大,取决于轮轨的工作状态,如轮对自由滚动、驱动、制动状态和轮轨接触几何状态.轮轨界面之间的小滑动通常用轮轨蠕滑率来定义,它包括纵向蠕滑率、横向蠕滑率和自旋蠕滑率.当轮轨接触斑之间没有达到全滑动状态时,轮轨之间切向作用力分量和力偶与轮轨蠕滑率之间存在非线性关系,这个关系定律就是轮轨蠕滑理论或轮轨滚动接触理论研究的基本内容.当轮轨界面完全进入全滑动状态或滑动饱和状态,轮轨切向力的

\* 本节撰写人: 金学松<sup>1</sup>, 温泽峰, 肖新标, 赵鑫, 崔大宾, 吴兵, 钟硕乔, 周信

<sup>1</sup> E-mail: xsjin@home.swjtu.edu.cn

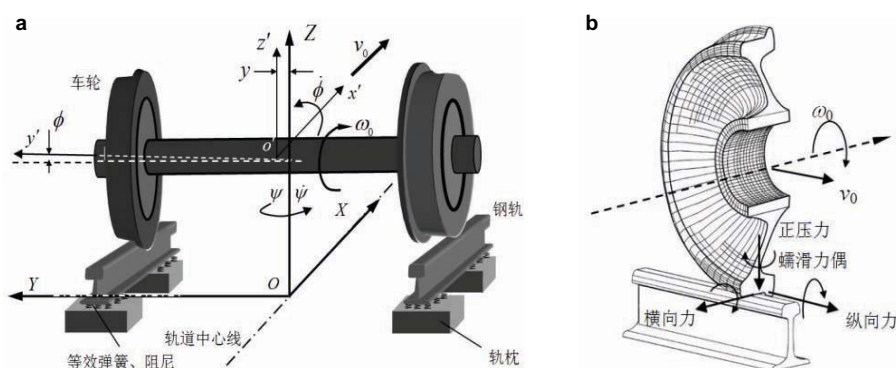


图 4.1

(a) 单轮对沿轨道运动, (b) 轮轨之间作用力

计算主要由库伦摩擦定律确定. 所以轮轨蠕滑率的计算对轮轨力、黏着状态、疲劳和磨损甚至轮轨滚动接触摩擦噪声分析是非常重要的.

轮轨蠕滑率的分析计算除了和轮对钢轨运动状态有密切关系外, 和轮轨接触几何有着密切的联系. 图 4.2 表述了轮对和轨道钢轨的接触几何关系. 图中,  $r_0$  是左右车轮名义滚动圆半径, 即轮对处于轨道中央是左右车轮接触点处车轮滚动半径, 有的文献也定义为距车轮内侧面 70 mm 处的滚动圆半径;  $\delta_{L,R}$  是左右轮轨接触角,  $r_{L,R}$  是左右车轮瞬时滚动半径,  $\Delta_{L,R}$  是左右瞬时滚动圆到名义滚动圆之间的距离, 轮轨蠕滑率依赖于参数  $r_{L,R}$ ,  $\phi$ ,  $\dot{\phi}$ ,  $\psi$ ,  $\dot{\psi}$ ,  $y$ ,  $\dot{y}$ ,  $\omega$ ,  $v$ ,  $\Delta_{L,R}$  和  $\delta_{L,R}$  (Garg 1984, Jin et al. 1996, Jin et al. 2001). 过去在这些几何参数计算时假设了轮对是刚性体, 钢轨在弯曲和扭振变形过程忽略其横截面的变形.

但是, 在实际中, 高速轮轨都要发生结构高频变形, 如图 4.3(a) 所示, 再加上轮轨接触面的严重磨损, 可能产生如图 4.3(b) 的两点接触, 这给轮轨接触几何参数计算和蠕滑率计算带来很大的困难. 轮轨结构高频变形对轮轨接触表面相对运动或滑动以及接触点位置影响很大, 因而, 直接影响了轮轨蠕滑率/力的计算 (Jin et al. 1996, 2002). 要进行考虑轮对结构变形对轮轨蠕滑率影响计算, 需要借助于多个坐标转换和有限元方法 (Zhong et al. 2013).

当运行的轮对在严重的蛇形运动状态下, 轮对将发生较大的横向位移. 轮对通过小半径曲线或者通过道岔时轮对也将发生横移. 在轮轨严重磨损状态和轮对大横移情况下, 将会发生如图 4.3(b) 所示的轮轨两点接触. 严格地讲, 理想刚性的轮轨两点接触情形不宜发生. 轮轨在服役过程中, 轮轨三维方向刚柔性运动, 两点接触是瞬态的不是连续长时间的. 轮轨发生两点接触的基本条件是轮轨严重磨损或特殊型面相遇或轮缘贴靠和轮轨的局部弹塑性变形. 显然, 轮轨 2 个接触点处的蠕滑率的计算是



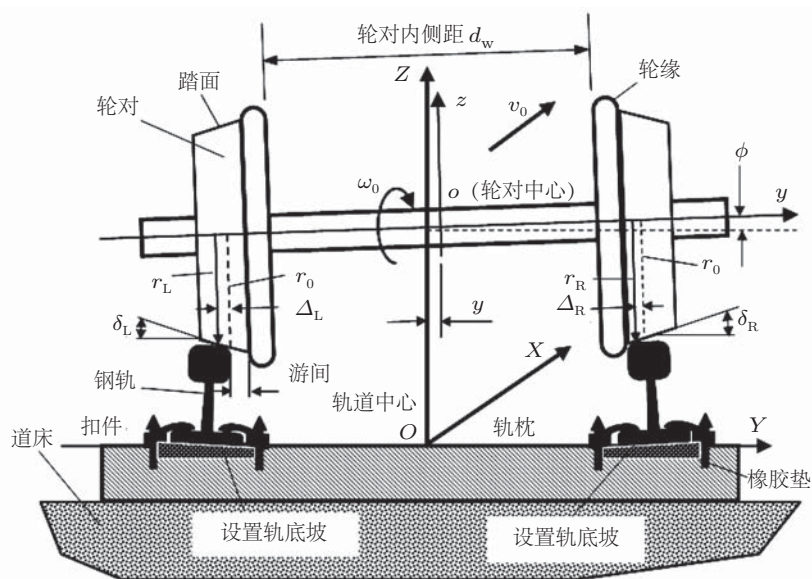


图 4.2

轮轨接触几何关系示意图

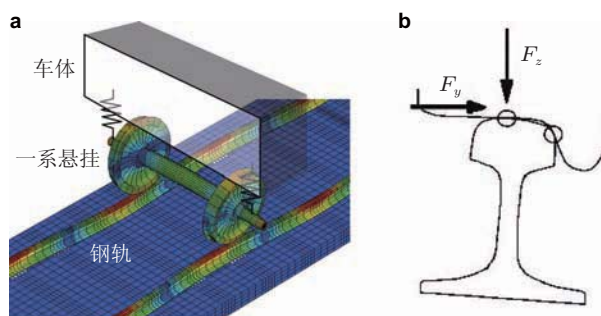


图 4.3

(a) 轮轨结构发生高频弹性变形, (b) 轮轨发生两点接触

不同的, 目前只能借助于有限元方法求得, 轮轨两点接触对车辆轨道耦合行为的影响现在还不能有效地数值仿真出来。

列车车辆数十吨的载荷要通过拇指大的接触斑来承受, 轮轨接触斑处轮轨材料产生了高度集中应力, 导致轮轨接触斑处严重的疲劳和磨损, 以致轮轨使用寿命缩短. 轮轨接触应力水平不仅依赖于轮轨载荷和轮轨蠕滑率, 还依赖于轮轨型面、摩擦系数、接触表面状态 (粗糙度和污染情况)、环境 (温度和湿度) 等. 高效的轮轨驱动和制动主要依靠轮轨切向接触力水平, 但也影响到轮轨的磨耗和疲劳寿命 (Clayton et al. 1996, Jin et al. 2004, Ogilvy 1991, 江晓禹等 2004). 列车在高速运行条件下, 轮轨不规则的激

励频率较高较宽,而且激振能量较高.轮对、钢轨和列车轨道其他关键部件的高频变形会被激发出来,如图 4.3(a)所示.轮轨接触应力和影响它们的关键因素之间关系的研究是十分复杂的问题,有些问题至今还没有得到解决.

### 4.3 轮轨滚动接触基本理论

轮轨滚动接触基本理论主要包括反映轮轨滚动接触力学行为的经典轮轨蠕滑理论和近代发展中轮轨三维弹塑性滚动接触理论.反映轮轨滚动接触行为的经典理论模型有 5 个.第 1 是由 Carter 于 1926 年发表的轮轨一维滚动接触模型,该模型刻画了轮轨滚动方向的轮轨蠕滑率和蠕滑力之间的非线性关系定律 (Carter 1926).该理论模型适合轮轨接触表面严重磨损后,轮轨接触斑在横向显得细长的情况.该模型在轮轨关系研究方面仍然得到普遍应用. Carter 模型的重要理论贡献是它采用了这样的假设,即轮轨接触斑滑动从接触斑后沿开始,随着蠕滑率的增大后向接触斑前沿扩展,这个假设后来验证是正确的.后续的赫兹型轮轨蠕滑理论基本采用了该模型的研究思路. Vermeulen 和 Johnson 根据 Carter 研究思想,发展了轮轨滚动接触过程中纵横向轮轨蠕滑率/力模型,该模型是二维非线性的,并忽略了轮轨自旋蠕滑率的影响 (Vermeulen et al. 1964). 轮对的滚动角速度和轮轨接触角引起的轮轨界面之间的相对转动,在轮轨蠕滑理论中定义为轮轨自旋蠕滑率,自旋蠕滑率对轮轨纵横向蠕滑力的大小和分布有很大的影响 (Kalker 1990). 1967 年, Kalker 在他的博士论文中借助于级数理论发展了考虑自旋效应的线性轮轨蠕滑理论模型,该模型建立了轮轨纵横向蠕滑率/力、轮轨蠕滑力偶/自旋线性关系定律 (Kalker 1967). 由于在推导该理论模型时, Kalker 还不能引入 Coulomb 摩擦限制定律,所以, Kalker 的线性蠕滑理论反映了轮轨蠕滑力将随轮轨接触斑滑动量增长将无限制的增长,这不符合 Coulomb 摩擦定律,应用时应该注意它只适合小蠕滑情形 (Kalker 1967, 金学松 2006). 借助于 Vermeulen-Johnson 的二维非线性理论模型和 Kalker 的三维线性理论模型,沈志云等发展了三维考虑小自旋影响的非线性轮轨蠕滑率模型 (Shen et al. 1983). 特别强调该模型适合轮轨滚动接触小自旋情形,即轮轨接触角  $\delta_{L,R}$  较小的情形,因为接触角  $\delta_{L,R}$  大,就意味着轮轨发生了车轮轮缘与钢轨轨距角接触,接触斑的公法线和轮对轴线或轮轨滚动角速度方向的夹角远远偏离  $90^\circ$ ,所以,轮对角速度在接触斑公法线上投影分量较大,轮轨接触斑处切面相对转动量较大,即自旋蠕滑率较大. 第 5 个轮轨蠕滑理论模型叫做“简化理论”模型,该模型的发展借助于 Kalker 的线性蠕滑理论模型,并假设法向力的分布与接触斑处轮轨界面法向间隙变化相协调,压力的分布函数不再是椭球分布形式,而是二次抛物面分布形式,这与前述的 3 个经典赫兹型蠕滑率/力模型建立过程中所考虑的轮轨法向力分布是不同的. 同时假设接触斑上的 3 个面力分量和接触面的位移差 3 个分量成线性关系,忽略相互之间耦合影响 (Kalker 1982). 利用该模型不仅能够计算轮轨

蠕滑率/力之间的关系, 还能计算轮轨椭圆接触斑上滑动量的分布和切向力的分布. 但计算速度低于前面 4 个理论模型. 值得注意的是上述 5 种理论模型在考虑法向力的影响时借助于 Hertz 接触理论假设, 故它们是 Hertz 型的计算模型. 另外, 这些模型中没有考虑速度的影响、运动和力学行为的瞬态过程. 所以, 应用范围受到了限制, 也不能用来解决较复杂的轮轨接触问题.

近代轮轨三维弹塑性滚动接触理论和相应的数值方法发展迅速. 20 世纪 70 年代, Kalker 根据变分原理, 利用了变分不等式表达了具有摩擦的弹性体滚动接触问题, 通过求解满足 2 个弹性接触物体最小余能原理的接触斑上力密度分量来确定滚动接触问题的解. 相应数值程序叫做“CONTACT”, 该程序目前已经被世界铁路广泛用于轮轨滚动接触行为分析 (Kalker 1990, 金学松 2006). 利用该程序能够得到上述 5 个经典理论得不到的关于轮轨行为的相关信息 (金学松 2006), 如磨耗后的轮轨接触斑真实形状、黏滑区分布、切向力和法向力的大小和分布、滑动量的大小和分布、摩擦力的分布、轮轨体内应力场分布等. 但是, 相对经典蠕滑力模型它的计算速度较慢. 该理论模型的建立不依赖于 Hertz 接触理论的假设条件, 所以, 叫做非 Hertz 滚动接触理论. 且数值实现过程基于了弹性力学半空间理论, 轮轨法向力的数值结果要大于目前有限元模型的结果, 这是因为将轮轨看作弹性半空间物体, 实际夸大了轮轨的接触刚度. 该模型不能考虑滚动速度影响和动态过程, 也忽略了轮轨系统结构变形的影响、轮轨表面状态 (粗糙度、第三介质)、环境状态 (温度、湿度、气流) 的影响.

金学松等将上述其中 5 个计算模型的轮轨滚动数值分析结果进行了详细分析比较 (Carter 模型除外), 轮对相对轨道运动状态具有一般性, 数值结果显示, 除了 Kalker 的线性理论模型的结果差异较大外, 其余几个模型的结果较接近 (金学松 2006, 金学松等 1988). 考虑车辆轨道耦合动力学快速仿真的需求, 尤其是高速列车车辆轨道耦合动力学仿真, 沈志云等的轮轨蠕滑率/力模型不仅考虑因素全面, 计算效率也高, 因为它是解析表达式, 即使在轮缘接触情况下, 即在较大接触角或较大自旋情况下, 和 CONTACT 的结果相比差异不大. 后来金学松等利用有限元模型进一步推进 Kalker 的“CONTACT”的模型 (Jin et al. 2001, 金学松 2006, 张书瑞等 2013), 推进的模型能够考虑到轮轨接触点外边界条件对滚动接触行为的影响.

借助于参变量变分原理、二次规划法和有限元方法, 钟万勰和张洪武发展的计算方法能够用来分析轮轨弹塑性滚动接触问题 (钟万勰等 1997). 参变量变分原理较经典的变分原理应用更加广泛, 它可以避免材料塑性理论中所用到的 Drucker 假设, 能有效处理弹塑性材料流动不可逆的问题和滑动情况下摩擦接触问题. 目前该方法成功用于分析车轮在瞬态制动和驱动时轮轨弹塑性接触行为 (张军等 2000).

从 20 世纪 80 年代开始, 有限元方法用于分析轮轨滚动接触行为. 在早期阶段, 轮轨接触有限元模型非常简单 (Oden et al. 1986, Padovan 1987). Oden 和 Lin 提出了一个

表示相对运动的解析表达式来表征二维滚动接触问题,后来将二维解析解扩展到三维问题 (Bass 1987, Oden et al. 1986). 在这些研究中,滚动接触物体的应变梯度和切向相对滑动速度本构关系是不正确的 (Damme et al. 2003). 德国汉堡军事学院 Nachenhorst 在他的博士论文研究工作中,引入黏滑接触控制条件 (Damme et al. 2003),利用了液态布局变形梯度分解方法和 Arbitrary Lagrange-Euler 方法分析了三维弹性体滚动接触问题,分析中并利用了精细网格自适应技术. 他的数值方法也只能适合求解三维弹性体稳态滚动接触问题,并且滚动速度较低 (10 km/h)、无滑动状态和接触表面是光滑的 (Nackenhorst 1992, 1993).

目前高速列车最高商业运营速度达到 350 km/h, 试验速度在 500 km/h 左右. 轮轨在服役过程中,反复遇到加速、减速、轮轨接触表面不平顺 (车轮多边形磨耗、钢轨波浪形磨损、钢轨焊接接头和钢轨打磨留下的各种不规则情况),轮轨滚动接触过程是一个速度在改变的非稳态弹塑性滚动接触过程. 上述的滚动接触理论模型是难以用来清楚解释高速轮轨非稳态滚动现象和机理问题. 赵鑫和李自力借助于商业软件 ANSYS/LS-DYNA,发展了三维轮轨弹塑性滚动接触模型,分析了车轮滚过钢轨塌陷时引起的轮轨冲击行为 (Zhao 2012). 在他们的模型中,轮轨的实际几何尺寸、车辆的簧下质量、轨道的参数特征能够得到考虑,滚动速度可以仿真到 40~140 km/h,轮轨接触边界单元采用“面对面”的接触单元方法. 图 4.4 表示三维弹塑性轮轨滚动接触计算模型. 该模型能够分析轮轨系统较高频率振动,能够详细分析轮轨弹性滚动接触、弹塑性滚动接触之间差异. 能够计算出轮轨弹塑性滚动接触状态下,接触斑上的详细信息、轮轨体内的弹塑性应力应变场.

我国某高速客运专线运营不久,就出现如图 4.5 所示的短波长波磨,波长 60~80 mm,波深 0.02~0.06 mm. 最近,赵鑫等 (2013) 利用该模型分析了我国高速列车在 300 km/h 运行状态下钢轨波磨对轮轨滚动接触的影响. 考虑钢轨短波长波磨的波长为 60 mm,波深分别是 0.02 mm, 0.06 mm, 0.1 mm, 0.14 mm, 0.18 mm 和 0.22 mm. 图 4.6 表示列车以 300 km/h 速度通过波长为 60 mm 不同波深的短波时的轮轨垂向载荷波动的最大载荷和最小载荷,图中黑色线为传统车辆轨道多体耦合动力学模型计算的结果,红色线为有限元模型的结果,显然 2 种模型的计算结果随着波深的加大差异增大. 所以,在传统的车辆轨道耦合动力学模型中,采用了经典的赫兹非线性轮轨法向力计算模型,钢轨的梁模型和轮对的刚体模型,计算高速轮轨冲击载荷与实际差异较大,其主要原因是 Hertz 型非线性接触弹簧计算模型,考虑的轮轨法向接触刚度较大,即轮轨单位法向挤压量产生法向力较大,在高速轮轨严重不平顺的激励下,轮轨接触处法向变形较大,算得的轮轨接触压力被过度夸大了. 但对小幅不规则激励,2 种模型计算的结果差异较小,满足工程分析的需求. 有限元模型能真实反应轮轨实际接触刚度,即使在严重的钢轨波磨和焊接接头严重塌陷的激励下,轮轨局部弹性变形甚至大变形 (只要考

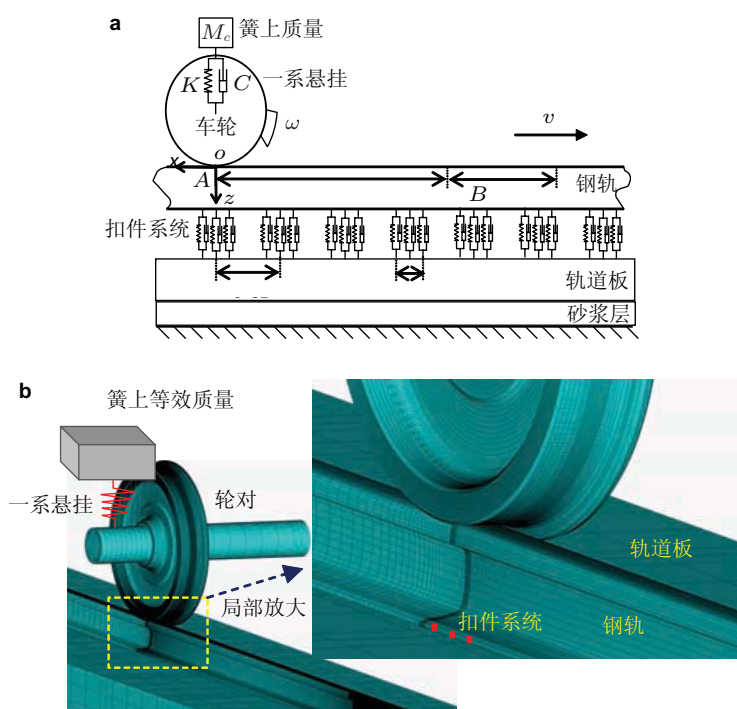


图 4.4

轮轨有限元三维弹塑性滚动接触计算模型。(a) 轮轨滚动接触计算模型示意图, (b) 轮轨有限元网格

虑材料非线性特性) 和作用力之间的关系能够反映真实情况, 实际轮轨高频高速冲击, 轮轨弹塑性变形也能够有效地缓冲轮轨冲击振动, 而多体动力学却夸大了实际情况。图 4.6 中轮轨垂向力波动最小值随着波磨深度的增加趋近于 0, 表示轮轨由波磨激励导致轮轨发生激烈的振动而发生分离。图 4.6 中的 2 条波动曲线图表示波长 60 mm、波深 0.1 mm 波磨激励下 2 种模型算的轮轨垂向力时间历程, 差异是显著的。

上述轮轨三维弹塑性滚动接触模型还存在如下不足: (1) 轮轨的横向作用和自旋作用没有得到考虑; (2) 只考虑单个车轮以及悬挂系统和轨道的垂向耦合作用; 应该考虑整车车辆与轨道的耦合作用对轮轨接触的影响, 整个轮对和轨道的高频柔性变形对轮轨接触的影响没有考虑 (下文将要考虑轮对高频柔性变形对轮轨接触行为的影响); (3) 轮轨界面状态 (微观粗糙度、第三介质) 和环境 (温度、湿度等), 下文的高速轮轨黏着理论研究将要深入讨论此问题。

许多学者在车辆轨道耦合动力学模型中, 考虑轮对高频柔性的影响。Popp 等 (1999) 将轮对处理成集中质量的离散结构。在文献 (Chaar 2007, Meywerk 1999, Szolc 1998, 2000) 中, 轮对模型处理成连续模型。基于有限元商业软件 ANSYS 和多体动力学软



图 4.5

高速线路钢轨波磨

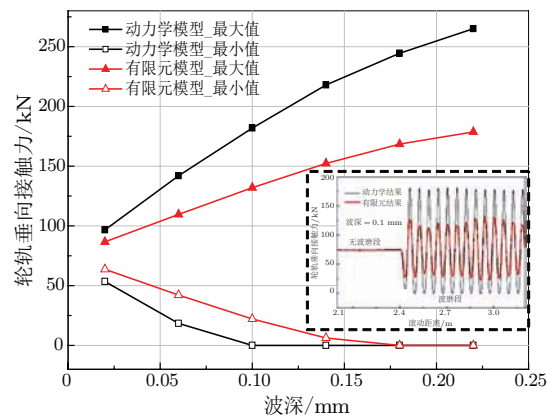


图 4.6

高速线路钢轨波磨

件 NEWEUL(Meinders 1998, Meinders et al. 2002), Meinders 的车辆轨道耦合动力学模型中考虑了柔性轮对的影响. Baeza 等基于旋转弹性圆柱模型, 考虑惯性力效应和柯氏力效应, 建立了考虑轮对柔性影响的车辆动力学数值模型 (Baeza et al. 2008, 2011; Fayos et al. 2007). 在上述的研究中, 轮对柔性变形对轮轨接触行为影响和轮对高频柔性变形状态下轮轨接触几何计算建模没有仔细讨论, 这也是一个复杂的研究问题. 金学松等讨论了静态情况下轮对弯曲变形对轮轨滚动接触蠕滑率/力的影响, 其影响是显著的 (Jin et al. 2002). 轮轨接触几何分析计算中考虑轮对中高频振动的影响, 存在较大的困难. 已有的轮轨接触几何计算模型都放弃了轮对中高频柔性变形的影响考虑. 钟硕乔等在文献 (Zhong et al. 2013) 中仔细推导了轮对弯曲变形对轮轨滚动接触几何和蠕滑率的影响, 计算模型如图 4.7 所示, 分析了轮对前三阶弯曲变形的影响 (小于 350 Hz). 在分析中车轮的局部高频振动忽略, 即车轮的节圆模态、节径模态和节

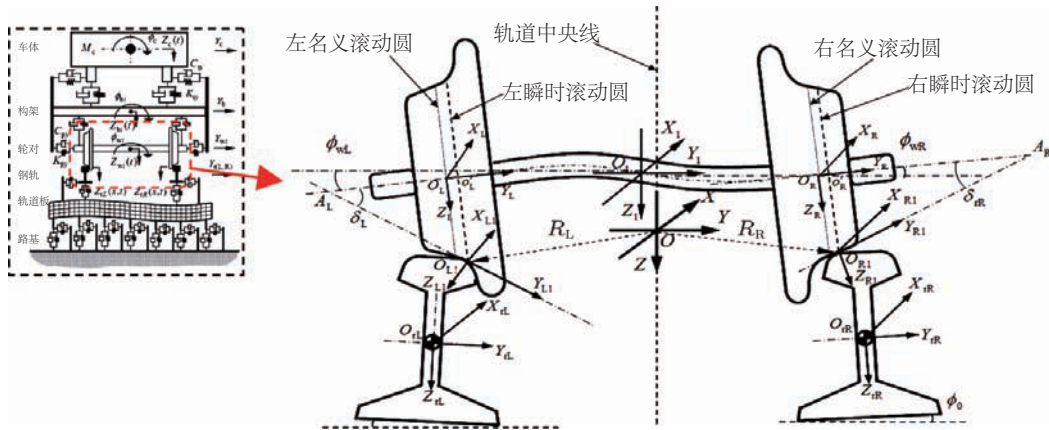


图 4.7

轮对弯曲变形状态下轮轨接触几何计算模型

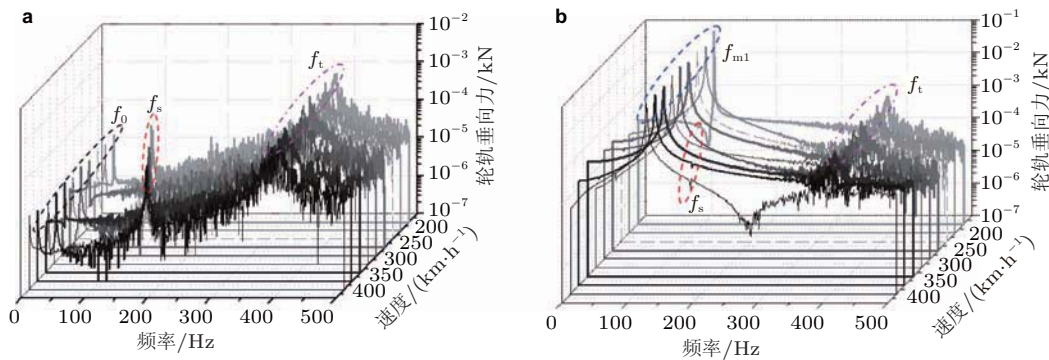


图 4.8

(a) 只考虑刚性轮对车辆轨道耦合动力学模型计算结果; (b) 考虑轮对一阶弯曲共振的影响

圆-节径混合模式的影响被忽略. 为了考虑轮对轴弯曲振动对轮轨接触影响, 建立了地面坐标系  $OXYZ$  (惯性系)、刚性轮对坐标系  $O_1X_1Y_1Z_1$  (随轮对质心运动)、车轮坐标系  $O_{L,R}X_{L,R}Y_{L,R}Z_{L,R}$  (表征刚性车轮运动姿态, 不随轮对绕轴线转动)、接触点局部坐标系  $O_{L1,R1}X_{L1,R1}Y_{L1,R1}Z_{L1,R1}$  (表征轮轨接触面相对运动,  $O_{L1,R1}X_{L1,R1}$  轴平行  $OX$  轴) 和钢轨截面坐标系  $O_{r(L,R)}X_{r(L,R)}Y_{r(L,R)}Z_{r(L,R)}$  (表征钢轨截面位置,  $O_{r(L,R)}X_{r(L,R)}$  轴平行  $OX$  轴). 通过这些坐标系的转换, 轮对的变形和钢轨的变形之间的关系, 在总体坐标系中就能精确地描述清楚.

图 4.8 表示用轮轨接触界面处在 1000 Hz 白噪声激励下, 不同运行速度情况的轮轨垂向力频谱特性. 图 4.8(a) 表示用不考虑轮对弯曲共振影响的车辆轨道耦合动力学模型计算的结果, 图 4.8(b) 表示用考虑轮对一阶弯曲共振影响的车辆轨道耦合动

力学模型计算的结果, 轮对一阶弯曲共振频率是 117 Hz. 仔细对比分析发现, 在没有考虑轮对弯曲共振影响车辆轨道耦合动力学模型的计算结果里, 动力学模型能够很好地表征轮轨系统的共振频率  $f_0 = 30$  Hz, 轨道的共振频率  $f_t = 380$  Hz, 以及轨枕通过频率 (按公式  $f_s = v/l_s$  计算). 显然,  $f_0$  和  $f_t$  是不随车速变化, 是轮轨系统的固有共振频率, 车辆的簧下质量对它们有一定的影响. 而轨枕通过频率  $f_s$  是随速度增加而增大的. 但在考虑轮对一阶弯曲共振影响的车辆轨道耦合动力学模型的计算结果里,  $f_0$  和  $f_s$  反映不突出,  $f_t$  和  $f_{m1} = 117$  Hz 表现得强烈. 轮对在服役过程中以一阶弯曲共振为主 ( $f_m$ ), 是导致高速车轮滚动圆发生三角形变化的根本原因. 高速车轮多边形磨损中三边形磨损较为突出 (2012a, Nielsen et al. 2000). 值得注意的是, 这几个共振频率的贡献大小还和车速和轮轨表面不规则激励的特征 (波深和波长) 密切相关.

轮轨滚动接触的基本理论虽然发展很慢, 但是在不断进展, 许多难点将逐步被克服.

#### 4.4 高速轮轨型面匹配设计平台

铁路发展已近 200 年历史, 列车运行速度从十几 km/h 提高到 300 多 km/h, 但是轮轨匹配问题至今一直未能完全得到解决. 轮轨匹配问题主要包含 2 个方面问题, 几何尺寸匹配和材料匹配. 几何尺寸匹配是指在轮对内侧距  $d_w$  (见图 4.2)、轨距 (国际标准 1435 mm) 和轨底坡  $\alpha$  (见图 4.2) 确定的前提下, 匹配车轮踏面形状和钢轨顶面形状. 过去车轮踏面优化设计过程中, 除了基于上述确定的轮轨几何参数外, 也假设钢轨顶面形状是确定的 (通常考虑新的轨头形状). 所以, 过去的轮轨型面匹配研究和优化设计, 基本依赖图 4.2 所示的轮轨系统铅垂面所给定的若干已知的几何尺寸进行, 结果要求满足: (1) 轮轨间的接触压力尽可能小; (2) 轮对在直线上运行时不易产生蛇形运动和具有一定的恢复对中能力, 曲线上运行时具有较高的曲线通过性能; (3) 轮缘贴靠轨距角时轮轨之间不产生两点接触, 以避免轮缘严重磨耗. 这 3 点几乎成了过去轮轨型面优化匹配设计的原则. 由于近 20 年来冶金工艺和热处理工艺的不断进步, 轮轨材料抗磨损能力大大增强, 尤其是高速线路钢轨在服役过程中磨损相当轻, 但不少线路钢轨轨顶 80 mm 圆弧处裂纹较严重, 为了减轻轮轨在该处的接触应力水平, 许多国家铁路对铺设的新钢轨或更换后的新轨进行修型处理, 形成轮轨之间的两点接触, 即释放或降低轨顶 80 mm 圆弧处接触压力或滚动接触频次, 对降低钢轨在该处的疲劳裂纹的发生几率和发展速度的效果甚佳. 所以, 上述的第 3 条原则在轮轨型面设计时应慎重考虑.

自 19 世纪人们对轮对导向原理及车轮外形有了基本认识后, 对轮对的设计改进工作从未停止. 从早期的经验设计法到目前广泛应用的计算机数值优化设计法, 铁路学者一直在寻找一种轮轨关系最优的车轮型面, 使机车车辆整体性能得到充分改善.



目前国内外车轮踏面设计已取得丰硕的成果,铁路列车车轮踏面已由最早的锥形踏面成功过渡到磨耗型踏面,然而迄今为止对磨耗型踏面的设计仍具有明显的局限性.首先,机车车辆的各项性能指标,如车辆运行平稳性、稳定性、曲线通过等,往往不能同时达到最优,而多目标优化技术尚不成熟,严重制约踏面设计的进展.目前踏面设计主要用来改进单一性能参数,如钢轨型面扩展法(张剑等 2011)与法向间隙法(Cui et al. 2013),可以有效改善轮轨几何匹配性能并降低轮轨磨耗,但难以兼顾车辆的动力学性能.等效锥度或轮径差反求设计法(Shevtsov et al. 2005, 薛弼一等 2013),主要以改善车辆动力学行为为目的.其次,目前的踏面只追求设计初期较小的轮轨磨耗及车辆动力学性能,无法保证整个服役期内车辆的运行稳定性、平稳性及曲线通过性能,这将导致踏面磨耗后,车辆运行性能大幅降低而造成频繁镟轮.

崔大宾(2013)等结合整个服役期车轮磨耗规律,首次提出了综合考虑车轮踏面设计共性问题与个性问题的车轮几何型面均良设计方法.此方法将踏面设计工作融入车辆系统设计之中,综合考虑了车轮的磨耗规律、轮轨匹配特性、踏面与悬挂系统的匹配特性、轨道不平顺以及速度等级等,设计流程如图 4.9 所示.图 4.9 中的共性设计部分主要在踏面设计过程中对轮轨接触特性进行分析,以便为踏面设计提供依据.个性化设计部分采用现场测试与理论设计相结合的手段完成.首先通过现场测试与理论分析,充分掌握轮轨磨耗规律,包括踏面不同时期磨耗量、踏面偏磨与凹陷情况以及磨耗踏面与车辆悬挂参数的匹配特性等,并结合实测踏面磨耗规律建立快速的车轮踏面磨耗预测模型.其次,对各磨耗参数进行详细分析,找出影响车辆运行的敏感参数.然后以该敏感参数为出发点,通过一定的数值优化方法对其进行改进,从而获得新车轮踏面.新设计车轮踏面经过共性设计部分验证与调整后,采用磨耗预测模型进行分析并调整,最终获得其在服役过程中保持均良磨耗状态的车轮型面结合某高速线路列车实测踏面磨耗外形,采用踏面均良磨耗方法对车轮踏面进行了优化,取得较好的数值效果(Cui et al. 2012).新设计踏面的轮轨匹配状态得到明显改善,在轮对正常横移范围内(轮对横移 6 mm)新设计踏面轮轨接触斑面积大于原踏面的接触斑面积,导致新踏面较小的轮轨接触压力,如图 4.10 所示.轮轨匹配状态的改善也降低了列车运行时的轮轨纵横向蠕滑力,起到有效降低轮轨磨耗的目的(如图 4.11 所示).图 4.12 根据实测车轮磨耗规律及新设计踏面的磨耗预测情况,对比分析了 2 种踏面磨耗后的轮轨匹配性能及车辆临界速度.从图中可以看到,在相同运行里程下,新设计踏面等效锥度低于原踏面的锥度,车辆的临界速度有所提高.2 种踏面等效锥度随磨耗量的增加均呈增大趋势,对应车辆临界速度逐渐降低.由于车轮设计过程中预先考虑了原车轮磨耗规律,新设计踏面临界速度随车轮磨耗里程降低较慢.新设计踏面运行  $3 \times 10^5$  km 时,踏面等效锥度与车辆临界速度均与原车轮在运行  $1.9 \times 10^5$  km 时相近.由此可见,新设计车轮踏面可有效延长踏面服役周期  $1.0 \times 10^5$  km.注意的是,目前

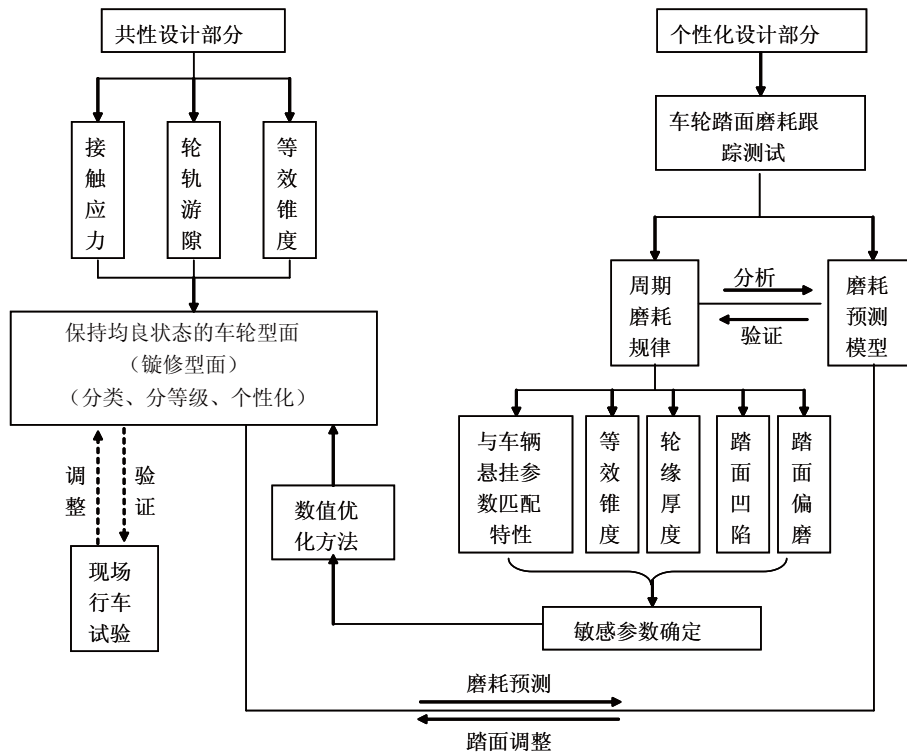


图 4.9

踏面均良设计流程

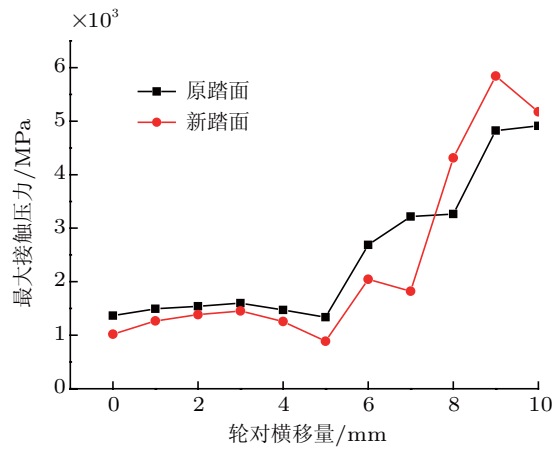


图 4.10

不同轮对横移量下的最大轮轨接触压力

的研究成果仅仅是数值仿真阶段的结果, 期待进一步的试验验证。

轮轨匹配问题需要解决的另一个关键问题是它们的材料匹配。轮轨服役过程中

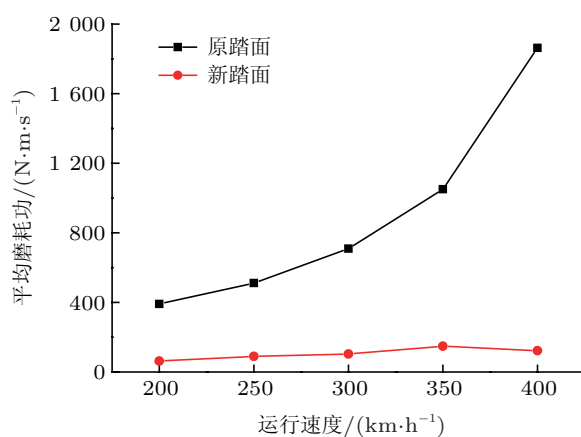


图 4.11

不同运行速度下的轮轨平均磨耗功

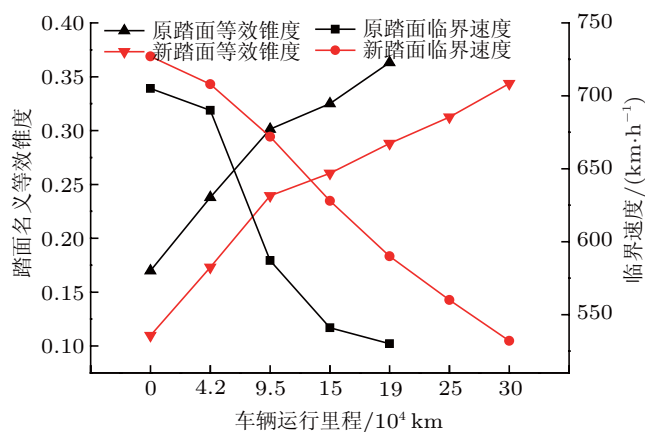


图 4.12

等效锥度与临界速度随车辆运行里程的变化

表现的损伤状态主要是轮轨磨耗和疲劳裂纹。图 4.13(a) 车轮伤损主要表现为车轮踏面(工作面)严重凹坑磨耗和轮缘严重磨耗, 这种磨耗状态导致车辆蛇形失稳的临界速度大幅度下降, 车辆运行不稳定, 通过曲线性能差。图 4.13(b) 主要表现了车轮踏面严重剥离和轮缘根部严重龟裂。这种现象将会导致车轮滚动圆严重不平顺, 引起轮轨激烈的高频冲击, 严重情况会导致车轮崩裂, 酿成重大脱轨事故。

所选择的轮轨材料需要较高的抗磨损能力和抗疲劳能力。这个要求恰恰在提高金属材料性能方面存在矛盾, 提高材料硬度, 即提高材料的屈服强度, 能够有效地提高轮轨接触表面的抗磨损能力, 但是材料硬度高, 韧性就很难满足要求, 脆性高, 易开裂, 裂纹发展速度快, 抗疲劳裂纹能力差。在轮轨用材方面, 需要考虑到硬度和韧性同时

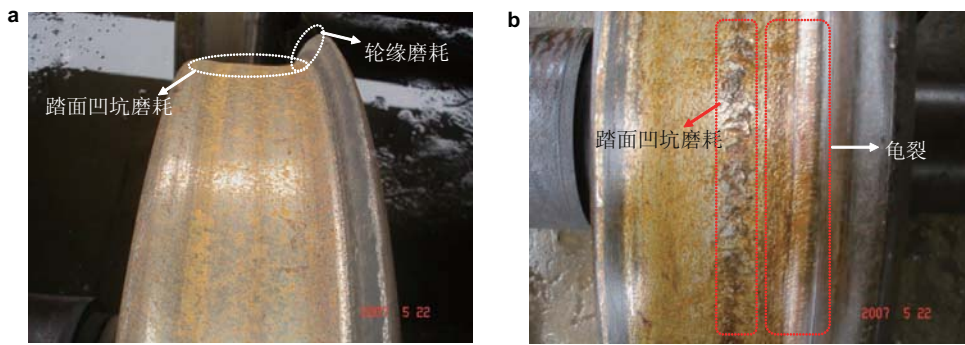


图 4.13

(a) , (b)

得到保证. 目前还不能利用理论数值建模分析方法确定轮轨用材合理的硬度和韧性, 以同时满足轮轨服役过程中抗磨损和抗疲劳的能力. 因为目前没有理论模型能够表征裂纹和磨损在发生和发展过程中的交互机制和规律. 目前只能借助于轮轨滚动接触试验装置在室内完成选材, 法国铁路相关的研究人员曾经做过这方面的研究, 基本原理就是用一对滚轮分别模拟车轮和钢轨, 在试验过程中试件不断更换韧性和硬度不同材料, 滚轮接触表面滑动量和接触力水平接近实际轮轨滑动量和接触力水平, 进行不同里程条件下滚滑试验, 试验结果有如下 3 种情况出现: (1) 如果试件接触表面裂纹和剥离情况严重, 则表明材料硬度过高, 不宜采用; (2) 如果无裂纹, 磨耗量过大, 说明材料太软, 或韧性过大, 硬度不足, 也不宜采用; (3) 如果裂纹位置因磨耗随着试验里程增加而不断更换位置, 且长度深度不严重, 这种材料韧性和硬度合适. 但是, 用这种办法选择材料存在如下不足之处: (1) 车轮和钢轨在每一次滚滑接触过程中, 如果轮轨材料性能差异不大的话, 它们的磨损量差异不大. 但是实际线路上钢轨材料、硬度、工作硬化状态以及黏附的其他物质情况, 与试件环境相比是有明显区别的. 图 4.14(a) 表示利用轮轨对滚滑试验装置试验得到的不同材料硬度的轮轨试件总的磨损量变化情况, 试验过程中模拟的车轮是主动轮, 发现车轮材料硬度为钢轨材料硬度的 1.2 倍的情况下它们总磨损量最小. (2) 图 4.14(b) 表示轮轨接触表面材料工作硬化和摩擦磨损规律示意图, 左侧垂向轴表示接触表面材料磨耗深度, 右侧垂向轴表示轮轨接触表面的硬度值, 横轴  $N_R$  为轮轨表面材料滚压过的次数, 红色曲线  $Y_m(N_R)$  表示接触表面材料名义硬度函数, 蓝色曲线  $Y_s(N_R)$  表示接触表面材料实际硬度函数,  $Y_s(N_R)$  低于  $Y_m(N_R)$  是因为轮轨接触表面材料不断被磨掉的缘故;  $Y_0(\text{HB})$  是轮轨表面初始硬度;  $h_w(N_R)$  接触表面的磨耗深度, 图中  $K$  表示磨耗深度和硬化层深度交叉点, 当磨耗深度和硬化层深度相等时, 轮轨如果继续滚滑磨耗, 则磨耗将快速增长. 运行在同一条线上每一个车轮一天内接触面处碾压的次数和轨面碾压次数不同, 则每一天车轮

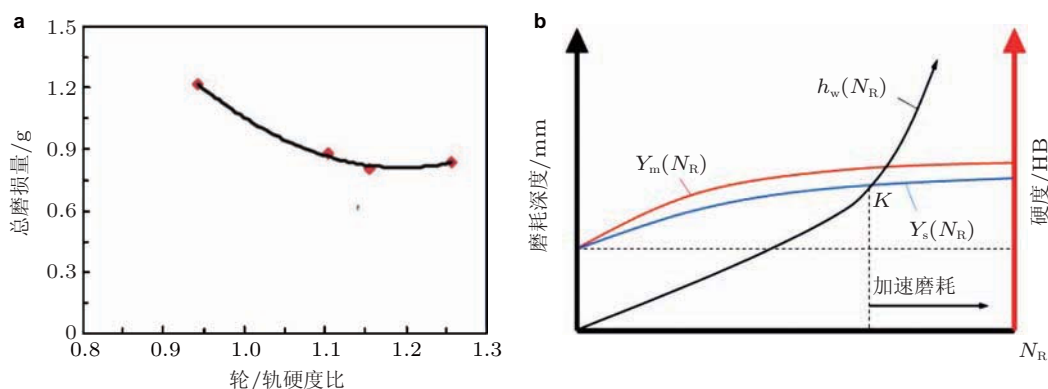


图 4.14

(a) , (b)

踏面截面磨损量和轨顶面磨损量是不同的, 如果不考虑轮轨材料性能的差异对轮轨接触面磨损量影响, 车轮平均截面磨损量与钢轨顶面平均磨损量之比用式 (4.1) 表示.

$$\frac{\text{车轮平均磨损量}}{\text{钢轨平均磨损量}} \approx \frac{\text{车轮平均滚过的周数}}{\text{车轮总数 (每天通过总车轮数)}} \quad (4.1)$$

如果按照式 (4.1) 计算的话, 通常某条线上车轮截面的每天磨损量是钢轨截面磨损量的几十倍. 这样, 车轮的硬度应该高于钢轨的硬度, 高多少才算合理? 这里除了考虑疲劳裂纹和磨损量同步取得进展外, 还要考虑下面的第 (3) 因素; (3) 考虑车轮镟修成本和钢轨打磨成本. 轮轨材料选型需要考虑这 3 个因素, 才能得到材料更加合理的匹配. 这不仅仅是一个力学和摩擦学能解决的问题, 还是一个十分复杂系统工程科学问题. 为了帮助解决这个难题, 设计了如图 4.15 所示的高速试验装置. 图 4.15(a) 为 400 km/h 轮轨滚滑接触试验台, 可控制滑差和冲角, 上部小滚轮模拟车轮, 下部大滚轮模拟钢轨. 图 4.15(b) 为 350 km/h 轮轨滚动接触行为模拟试验装置, 该装置轮轨试件型面按实际轮轨型面的 1/3 设计, 上部是车轮试件, 下部为钢轨铺设在可以高速转动的圆盘上, 能够模拟钢轨接触应力和弯曲应力合成行为, 车轮试件和轨道圆盘可以分别驱动, 可以模拟车轮驱动、制动和自由滚动, 可以进行轮轨黏着试验、制动试验和滚动接触疲劳试验. 这是具有创新理念的新型轮轨试验装置.

#### 4.5 高速轮轨滚动黏着理论和机理问题

轮轨黏着是影响列车运行安全及运行效率的一个重要因素. 尤其是高速列车, 高加速和高减速能力的要求也越来越高, 而轮轨间的牵引和制动力都是依赖接触斑内的黏着效果, 因此探明轮轨黏着机理显得尤为重要. 铁路专业将轮轨间纵向切向力与其

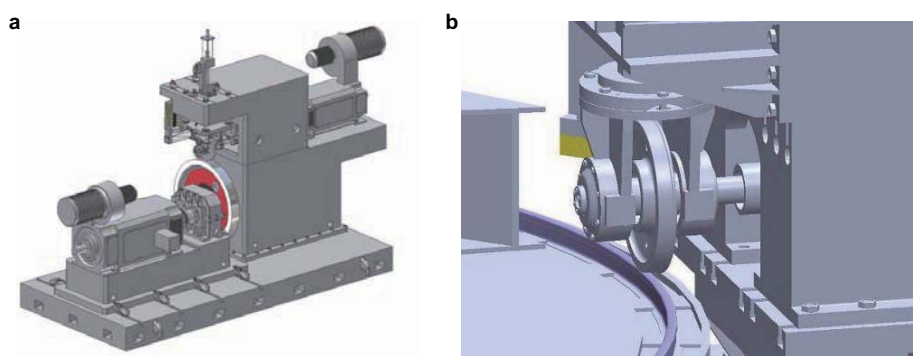


图 4.15

(a) 400 km/h 轮轮滚滑试验机, (b) 350 km/h 轮轨滚滑试验机

正压力之比定义为黏着系数, 并将其作为衡量轮轨黏着特性的重要参数. 黏着系数主要与轮轨接触面上引起的摩擦现象有关, 受材质、表面状态、接触面的附着物、车辆运行条件、环境条件等的影响. 试验结果表明干态情况下运营速度在 300 km/h 以内的黏着特性可以很好地满足列车的牵引和制动, 真正对黏着影响较大的是表面状态及接触面的附着物, 如由于下雨、露水以及大雾导致的水污染物、车辆及工程器械漏油引起的轨面油污染、秋天落叶、钢轨表面铁锈等, 统称其为“第三介质”. 最近几十年来国内外学者对于黏着问题的理论和试验研究也主要集中在“第三介质”的影响, 虽然取得了一定的进展, 但黏着问题尚不能得到圆满地解决. 其中在试验研究方面的研究成果最突出的是日本学者 Ohyama 及其合作者, 他们主要是通过小比例双盘对滚试验装置系统研究了表面状态及运行参数对黏着特性的影响 (Ohyama et al. 1982, Olofsson et al. 2004). 近年来, 张卫华等分别应用全比例或缩小比例尺寸对滚装置研究了油润滑或水润滑条件下轮轨黏着特性, 他们一致认为由于水、油及湿润树叶的存在, 黏着系数随运行速度的增大急剧下降, 极端工况下会下降到 0.05 以下, 但是由于试验条件的差异, 也导致部分一些结论相矛盾 (Arias-Cuevas 2010, Gallardo-Hernandez et al. 2008, Lewis et al. 2009, Li et al. 2009, Olofsson et al. 2004, Wang et al. 2011, Zhang et al. 2002). 尽管通过试验研究在轮轨黏着机理方面取得了一些突破, 但是目前的试验装置速度都很低, 不能清楚地揭示 300 km/h 以上的黏着机理.

相对试验研究由于轮轨接触的复杂性及影响黏着系数的因素众多, 在对轮轨间“第三介质”的研究方面, 其物理模型和数值方法的建立仍然是一个难题, 因此研究进展显得尤为滞后. 目前国内外学者普遍采用弹性流体动力润滑理论并结合微观固体接触理论求解黏着问题, 其理论模型如图 4.16 所示. 日本学者 Ohyama 首先将弹性流体动力润滑理论 (后简称弹流理论) 引入轮轨黏着的研究中, 理论研究了轮轨粗糙表面的介质黏着特性 (Ohyama 1991). 其后, Chen 等 (2002) 通过一个简化模型发现了轮轨

表面粗糙度和温度对黏着系数有很大影响,并将计算结果与日本新干线上的实测结果进行了比较,结果比较吻合.但是,该模型是以 Grubin 理论为基础建立起来的混合润滑模型,在模型中将水的黏度假设为常数与实际水介质的物理特性有较大的差别,并且在模型中假设接触区的流体压力为 Hertz 分布与传统雷诺方程求解的压力分布有差别.杨翊仁等(1998, 2000)应用平均流量模型通过探寻最优化方法获得了水介质工况下的完全数值解及黏着系数随着速度急剧下降的变化规律,克服了 Chen 模型中的不足,但是只讨论了运行参数及流体的流变对黏着系数的影响,其他很多重要因素,如表面粗糙度、轴重、粗糙度纹理方向等都没有进行细致讨论,且数值计算的最高速度只有 70 m/s,还不能满足更高速度的要求.吴兵等发展了杨翊仁等的二维数值模型,数值方法采用稳定性更好的多重网格法,获得了更高速(最高速度达到 500 km/h)下水介质及油介质下的轮轨黏着特性,并对运行速度、轴重、粗糙度参数等因素对黏着系数的影响情况进行了详细讨论,并从数量角度对变化规律进行了解释,其数值结果与实验结果对比吻合较好.他们的研究结果同样表明“第三介质”存在时黏着系数随着速度的增大迅速下降,并且认为适当改进轮轨表面微观形貌对增加黏着是有利的.此外,他们还对比了水、油 2 种不同物理特性的介质对黏着特性的影响进行了对比,结果发现轮轨表面存在油污时黏着系数下降得比水快,并从数值角度对其产生的原因进行了解释(吴兵 2011; 吴兵 et al. 2012, 2013a, 2013b). Chen 等(2005)应用混合润滑理论发展了三维计算模型对水介质下的接触特性进行了数值求解,发现了速度、水温 and 表面粗糙度对黏着系数都有很大的影响.但是其考虑的是小比例试验机的尺寸参数,在求解是避免了小膜厚比 ( $h/\sigma$ ) 及轮轨接触引起的极端工况(膜厚为负值)带来的数值稳定性问题,并且其模拟工况为点接触与实际轮轨为椭圆接触存在差异,其研究结果在理论上有一定的意义,但是预测实际的轮轨黏着需要慎重考虑.为此,吴兵等将二维模型拓展到三维,将 CRH2 高速动车组轮轨接触点处的几何尺寸及实际载荷作为数值参数进行求解,得到了黏着系数随速度、表面粗糙度参数、轴重等因素的变化规律,计算结果与试验结果吻合较好.由于在实际轮轨润滑模型中, Moes 两参数  $M = 4203.6$ ,  $L = 0.1072$  (黏度  $\eta_0 = 0.00103$  Pa·s, 速度  $u = 50$  km/h, 轴重  $w = 14t$ ) 已属于混合润滑中的极端工况,在多重网格求解平均雷诺方程过程中会引起数值震荡,因此初始松弛因子必须取得很小,网格必须达到一定的精度,即使取为半域求解网格压缩后的变形系数矩阵也能达到  $512 \times 256 \times 5$ . 以上处理方法会带来 2 个新的问题: (1) 由于初始松弛因子太小,载荷方程达不到收敛精度,这就必须要在压力达到一定精度后在较高层增加松弛因子,最终达到载荷收敛的目的; (2) 网格数量巨大,计算速度很慢.由于膜厚计算占据一半以上计算时间,引进了多重网格积分法求解膜厚方程可以有效地增加求解效率.此外,另一个无法避免的问题是在底层网格上膜厚的负值情况,这里主要采用膜厚修正技术来克服(Wu et al. 2013a). 前面的数值模型都是针对单介质存在的情况,

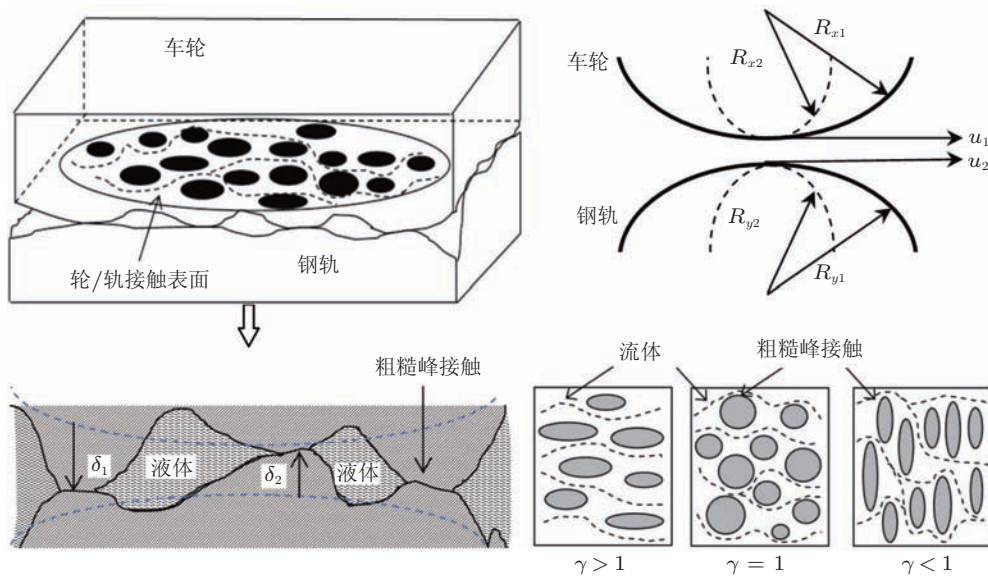


图 4.16

## “第三介质”下轮轨黏着数值模型

实际轮轨表面可能有 2 种以上介质存在, 为此吴兵等建立了一个水油混合的轮轨黏着模型. 他们认为水油最主要是黏度上的差别, 考虑到轮轨表面粗糙度的存在以及水油膜厚基本处在一个数量级, 假设水分段储存于轮轨间的表面凸起中, 通过一个统一的方程求解了整个接触区的解. 他们得到的黏着系数介于水介质和油介质之间, 与目前的实验结果吻合较好 (Wu et al. 2013b). 但是文中忽略了水油介质沿纵向的相互作用, 因此目前的理论模型还需进一步完善. 实际轮轨在牵引和制动时大滑移不可避免, 这样就会导致温度的升高. Chen 通过实验和数值发现水温对轮轨黏着系数的影响不可忽略 (Chen et al. 2006). 但是目前国内外还没有一个数值模型可以将温升、流变及微观粗糙度弹性同时考虑进去. 为了简化模型, 作者在 Chen 的简化模型基础上加入了入口区温升、固体粗糙峰间的摩擦温升以及 Zhao 等 (2000) 提出的微观粗糙峰间的弹性接触, 获得了考虑热影响和不考虑热影响下黏着系数随速度的变化规律, 如图 4.17 所示. 同时调查了多因素耦合下的轮轨黏着特性分布规律, 如图 4.18 所示, 可以发现速度对黏着系数的影响是很大的.

虽然目前通过实验和数值的方法掌握了一些轮轨黏着机理, 然而实际轮轨间接触是很复杂的, 其受到多因素制约. 实验和数值方面仍存在以下几个难点需要解决: (1) 更高速度 (300 m/h 以上) 的轮轨黏着规律的试验装置研制及研究, 对目前存在矛盾的试验结果重新调查; (2) 数值方面需解决水介质存在时小膜厚比下的数值收敛问题及建立多因素耦合 (温度、微观粗糙度的弹性接触、液体的流变、砂石等) 影响



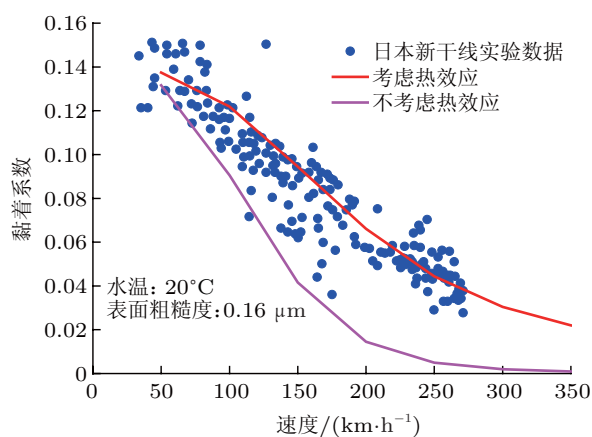


图 4.17

考虑热效应的数值结果与试验结果对比

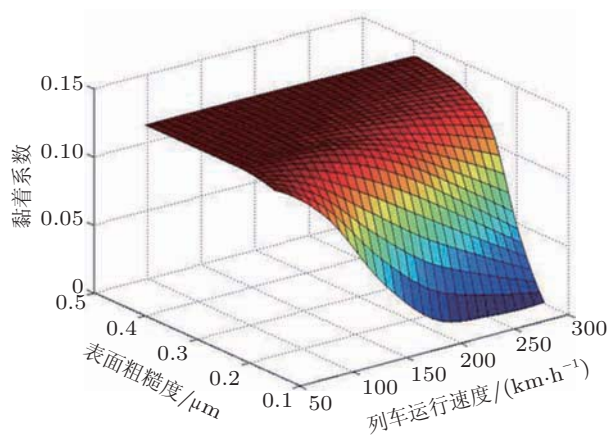


图 4.18

运行速度及表面粗糙度对黏着系数的影响

的更精确的数值模型. 只有如此才能更有效地估计轮轨间的黏着变化规律, 为高速铁路的增黏措施提供理论依据, 以确保高速列车运行安全.

## 4.6 高速轮轨磨损和滚动接触疲劳问题

### 4.6.1 高速轮轨磨损问题

#### 4.6.1.1 轮轨横断面磨损

高速列车性能好、线路状态好、建造质量高, 且维修水平也较高. 运营过程中出现的轮轨伤损问题主要是轮轨磨损问题, 接触疲劳裂纹问题不像既有铁路那么严重. 轮轨磨损主要表现在轮轨横断面磨损和纵断面不均匀磨损. 轮轨横断面磨损直接影响

车辆稳定,纵断面不均匀磨损不仅影响车辆稳定性,还激发轮轨高频冲击振动,激发轮轨强烈的噪声,损坏列车和轨道零部件.目前从我国高铁运营几年来经验看,轮轨的镟修周期主要由轮轨磨损状态决定,普遍运营  $2 \times 10^5$  km 左右,因车轮踏面不合理的磨损,就会导致晃车报警,个别车辆轮对在达到十几万 km 运营里程就要晃车,需要及时镟修.从 2008 年我国京津第一条专线以 300 km/h 以上速度运营以来,各条高速客运专线车轮踏面横向磨损主要表现为凹坑磨损、轮缘轻微磨损和踏面横向均匀磨损.凹坑磨损相对严重,如图 4.19(a) 所示,其主要原因是:(1) 高速线路平整,车辆稳定性好,曲线半径大,车轮和钢轨在滚动接触过程中,轮轨滚动接触光带窄,或相对聚中,对车轮而言接触光带主要集中在车轮踏面的名义滚动圆附近,名义滚动圆附近的材料受到反复滚滑作用,材料磨损速度快,易导致快速车轮踏面凹坑磨损,如图 4.19(b) 虚线所示;(2) 第 2 个原因是钢轨在维修打磨过程中,为了追求车辆平稳运行指标,打磨的轨头形状要求“饱满”,即轨头圆弧半径相对小,轨头较“尖”,以保证轨头中部能和车轮踏面名义滚动圆位置保持接触,如图 4.19(b) 所示,这样即使车辆在运行过程中发生小晃动,也不会使轮对等效锥度变化剧烈而导致车辆蛇形晃动.但是,弊端就是过“饱满”的轨头也加快车轮踏面横向凹坑磨损.严重踏面的凹坑磨损轮对如不及时镟修的话,车轮滚动在平的轨头上易形成两点接触,如图 4.20(a) 所示,每个车轮 2 个接触点处滚动半径 ( $r_{L1}$  和  $r_{L2}$  或  $r_{R1}$  和  $r_{R2}$ ) 是有差异的,由于轮对晃动或微小晃动总是存在的,导致轮轨之间在 2 个点之间发生跳跃接触,钢轨轨头接触点轨迹如图 4.20(b) 所示(黄照伟等 2012),图中红色轨迹线是有严重凹坑磨耗的车轮在正常轨头(标准轨头)上运行是仿真结果,黑色轨迹线是无凹坑磨耗车轮的运行轨迹.显然,具有严重凹坑磨耗的车轮踏面接触轨迹线是横向跳跃的,跳跃的横向幅度 30 mm 左右,接近车轮踏面凹陷的宽度,这个高频跳跃将会引起轮对横向振动,振动频率为 7~10 Hz,动力学行为仿真过程得到这个振动特性,如图 4.21 所示(Cui et al. 2013).图 4.21 中左侧图是数值仿真结果,考虑了标准车轮对标准钢轨、踏面凹陷车轮对标准钢轨和踏面凹陷车轮对打磨后的钢轨 3 种情况.显然标准车轮或新车轮或镟修后车轮运营一段时间后,踏面凹坑磨损形成,其深度达到一定程度引起轮对晃动,引起高速列车报警,使列车减速运行.处理措施有 2 个:(1) 车轮及时镟修消除凹坑磨耗;(2) 钢轨及时打磨,提高轨头形状的“饱满”度,是凹坑踏面车轮与凸轨头不产生两点接触.措施(2) 虽然效果显著,但是过“凸”的轨头,会恶化凹坑磨耗,稳定的运行周期不会很长,另外,钢轨打磨成本高,线路许多地段不能打磨或不便打磨,属于“盲区”段,长大线路完成全线打磨时间长,这样,严重踏面凹坑磨耗的车轮经过未能及时打磨的钢轨段,此处轨头形状较平坦,轮轨产生两点接触,导致轮对和车辆晃动.

所以,保持车辆高平稳性(保持“饱满”轨头形状)和降低车轮踏面凹坑磨耗是 2 个相矛盾的要求.如何取得它们的折衷点?即轨头保持合理的“凸”,使车辆运行平

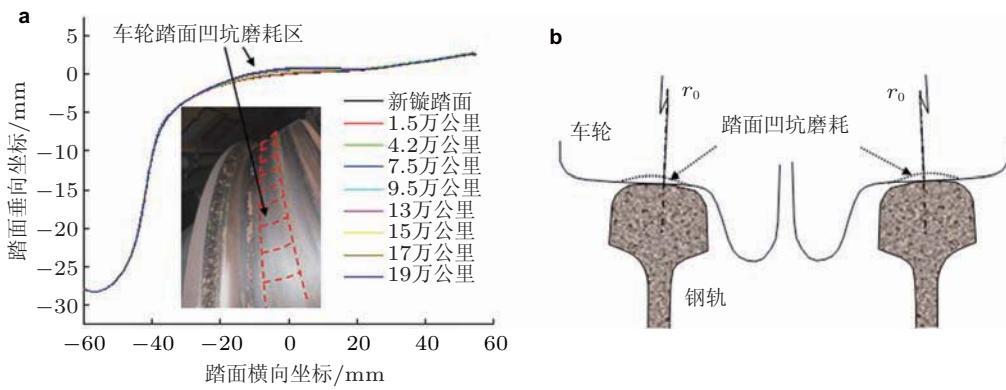


图 4.19

(a) 车轮踏面不同运营里程时踏面凹坑磨耗, (b) 过“饱满”轨头也会引起车轮踏面凹坑磨耗

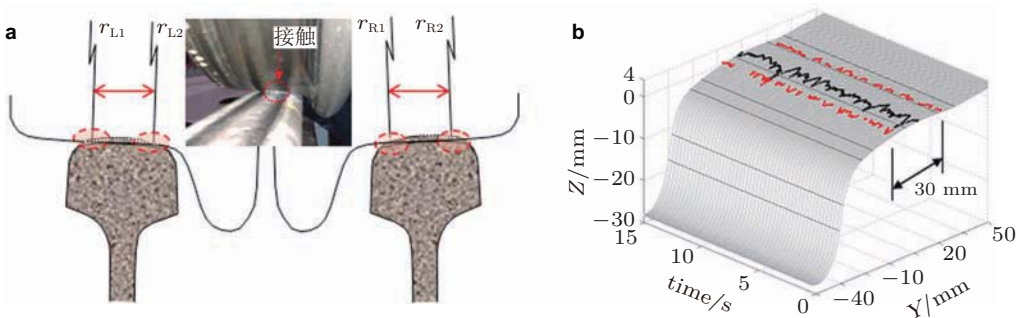


图 4.20

(a) 严重凹坑磨耗车轮与平顶轨头产生亮点接触, (b) 车轮踏面上两点接触轨迹 (红) 和单点接触轨迹 (黑)

稳, 车轮踏面凹坑磨耗速度慢, 不断提高车辆的抵抗车轮踏面凹坑引起的轮轨横向激励的作用, 这是系统的工程科学问题. 目前有望能解决这一问题是, 提高车轮踏面易产生凹坑处材料的硬度和韧性, 提高该处材料的抗磨损能力. 中国科学院力学所研究人员正在利用激光毛化工艺来提高轮轨接触表面抗磨损抗疲劳的性能. 图 4.22 所示了轮对进行激光毛化试验, 左侧是激光毛化试验装置, 右侧表示车轮踏面毛化后的结果, 毛化后的接触表面抗磨损性能大幅度增加. 如果这一工艺技术能够进一步改善, 解决毛化效率、成本、表面粗糙度带来的噪声问题、可控的毛化深度、毛化区的韧性等问题以及毛化区和非毛化区边界材料强度问题, 这个技术对改善轮轨技术、大幅度延长轮轨使用寿命具有广阔的应用前景.

通常, 轮轨横截面磨耗相对轨道中央线或轮对中线是不对称的, 形成轮对左右车轮滚动半径不同, 即车轮偏磨现象, 偏磨直接影响车辆的稳定性、蛇形失稳的临界速

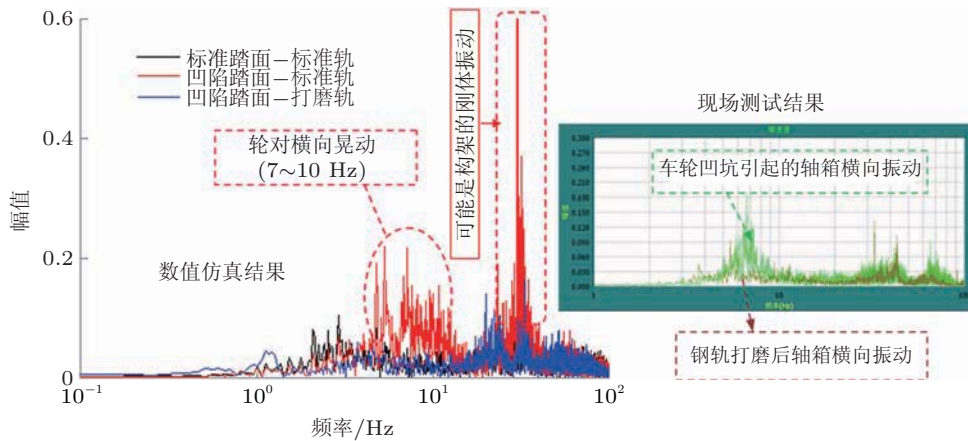


图 4.21

标准车轮状态、踏面凹陷车轮状态、钢轨打磨后轮对轴箱振动频谱特性

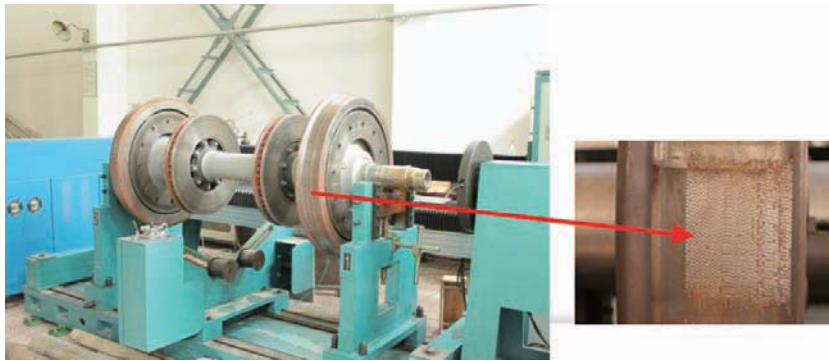


图 4.22

激光毛化试验装置及激光毛化后的型面

度以及横向舒适性. 另外每个转向架 2 个轮对车轮存在同向偏磨 (转向架一侧两个车轮滚动半径因磨耗同时变小) 和反向偏磨 (一个轮对一侧车轮滚动半径因磨耗变小, 另一个车轮另一侧车轮滚动半径因磨耗变大), 它们对车辆性能有很大的影响. 利用车辆轨道耦合动力学模型, 分析了我国某高速列车同向偏磨、反向偏磨和以及凹坑不同的深度对车辆临界蛇形失稳影响界面, 如图 4.23 所示. 这里凹坑深度是指车轮踏面最外侧滚动半径与踏面最低点滚动圆半径的差 (黄照伟等 2013), 列车运行速度 300 km/h; 图 4.23(a) 表示车轮踏面凹陷深度和因磨耗导致的轮径差对车辆临界速度的影响, 在轮径差较小的情况下, 凹坑深度的增加使车辆临界蛇形速度大幅下降; 在凹坑深度较小的情况下, 轮径差的增大也是车辆蛇形失稳的临界速度大幅度下降; 轮对车轮轮径反向偏磨对车辆蛇形失稳的临近速度的影响小于正向偏磨的影响. 图 4.23(b) 表示车轮踏面凹陷深度和因磨耗导致的轮径差对车辆横向平稳指标的影响, 踏面凹坑磨耗深

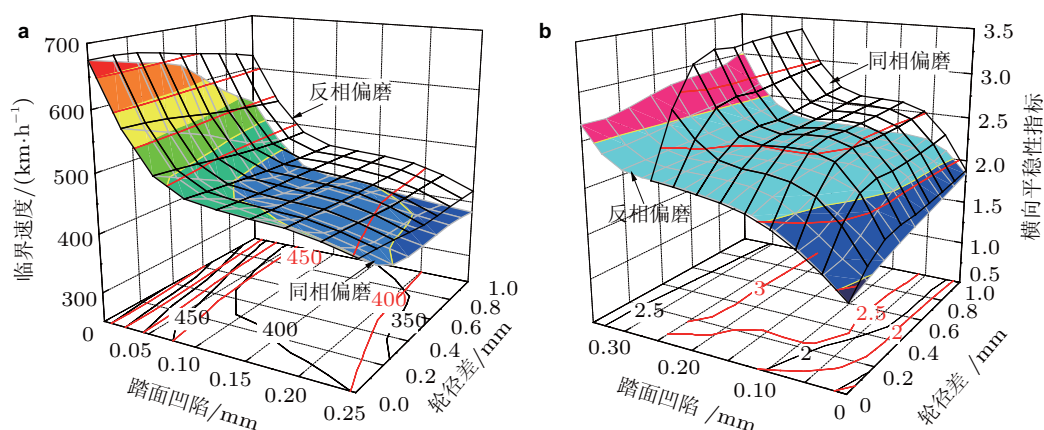


图 4.23

(a) 踏面凹坑磨耗深度和轮径差对车辆蛇形失稳的影响, (b) 踏面凹坑磨耗深度和轮径差对车辆横向舒适性的影响

度的增加和轮径差的增加都能使车辆横向平稳性指标升高, 舒适性下降, 轮对同向磨耗对横向舒适性的影响大于反向磨耗的情况。根据图 4.23 中等值线在水平坐标面上投影, 根据蛇形失稳的临界速度和横向平稳性指标的要求, 确定高速轮对踏面凹坑磨耗深度和轮径偏磨限值, 以保证高速列车运行的平稳性和安全性。

#### 4.6.1.2 车轮滚动方向 (纵向) 不均匀磨损

高速列车车轮周向圆度磨损状况经过长期跟踪分析发现, 车轮多边形磨损现象较为普遍, 主要的不圆磨损体现如下几种形式: (1) 偏心磨损, 如图 4.24(a) 所示, 主要是由轮对初始几何偏心和质量偏心引起; (2) 三角形磨损复合高阶多边形磨损, 如图 4.24(b) 所示, 主要由轮对第一阶弯曲共振变形和轮对高阶弯曲模态以及其他因素引起; (3) 月牙形磨损, 如图 4.24(c) 所示, 可能主要有车轮制动引起, 或车轮加速打滑引起车轮圆周上较大的局部磨损量; (4) 高阶多边形磨损, 如图 4.24(d) 所示, 主要由轮对高阶弯曲共振和车轮镟削加工过程中设备的振动引起。根据车轮圆度方向不均匀磨损跟踪测试和统计分析, 考虑多边形前 16 阶 (16 边形磨损), 各阶磨损占跟踪测试车轮总数的比例示于图 4.25 中, 一阶 (即偏心磨损) 磨损占比例最高, 约 95%, 是车轮加工时几何偏心和质量偏心所致。其次是 11~12 阶多边形磨损, 是车轮服役过程中镟修时镟床振动 (或者说加工精度不足) 所致。其他均为轮对弯曲共振模态所致。车轮在加工生产过程中首先解决车轮原始的几何偏心和质量偏心, 其次要提高车轮镟床的镟削精度, 消除车轮 11~12 阶多边形, 如果能够控制车轮偏心和 11~12 阶多边形的波动幅值, 就能有效控制高速车轮因磨耗导致的径跳量, 大幅度提供车辆高速运行品质, 有效延长镟修周期车轮多边形会引起轮轨高频接触振动, 也引起车辆的异常噪声。图

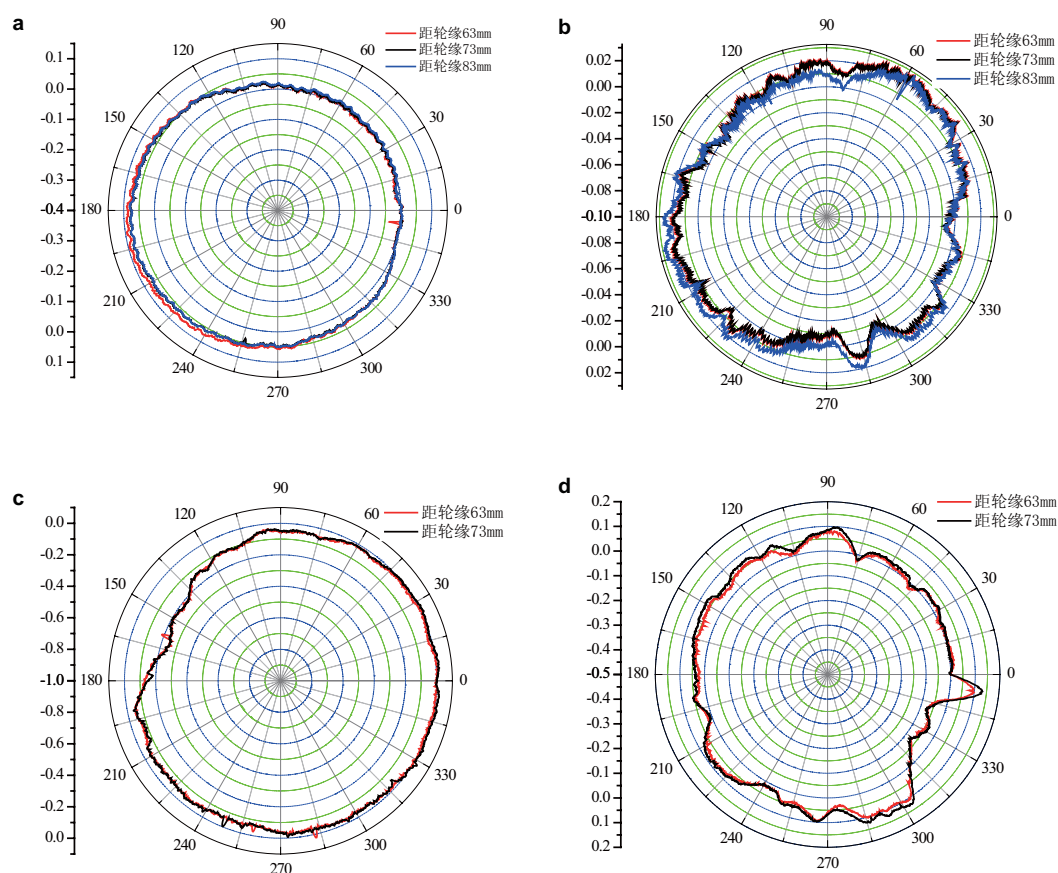


图 4.24

(a) 偏心磨损为主, (b) 三角形磨损, (c) 月牙形磨损为主, (d) 多阶多边形磨损

4.26 所示某车辆车轮镟修前后车内噪声结果的比较, 在 300 km/h 运行条件下, 车轮偏心引起的振动频率大约 33 Hz, 3 阶到 11 阶多边形通过频率 100~300 Hz, 车轮还有更高的多边形引起振动噪声频率, 以及车辆结构 500 Hz 以上的振动噪声, 最大降幅超出 10 dB. 通过车轮镟修, 都能有效地得到控制.

为了能够分析高速车轮低阶多边形对车辆轨道耦合动态行为影响时, 改进了车辆轨道耦合动力学模型中的轮轨蠕滑率计算模型, 考虑了车轮半径  $(r_{L,R}(t))$  沿周向变化对轮轨蠕滑率/力的影响, 尤其在同一个轮对左右两端车轮多边形不对称的情况下, 如图 4.27 所示, 假设轮对两端车轮几何偏心或椭圆形状 (1~2 阶多边形) 成  $\Phi$  角分布, 这里除了要将车轮非圆的激励转化为轨道垂向激励 (看成轨面扭曲) 外, 还要考虑车轮轮径的变化导致纵向蠕滑率/力变化, 纵向蠕滑率/力的变化严重影响车辆系统稳定性. 图 4.27 中  $\Delta A = r_{\max} - r_{\min}$  表示车轮偏心或椭圆磨损非圆度转化成轨道垂向激励

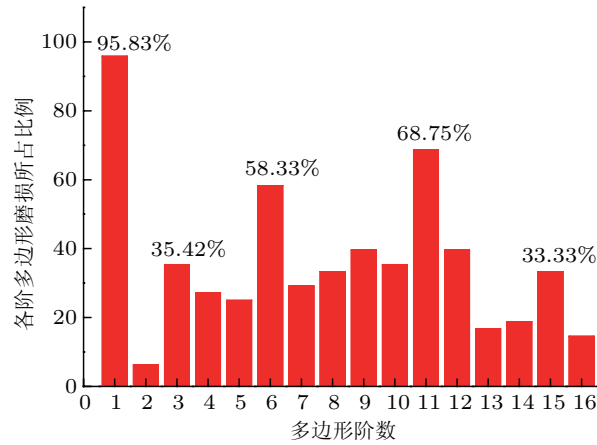


图 4.25

车轮各阶多边形磨损在跟踪测试车轮总数中的比例

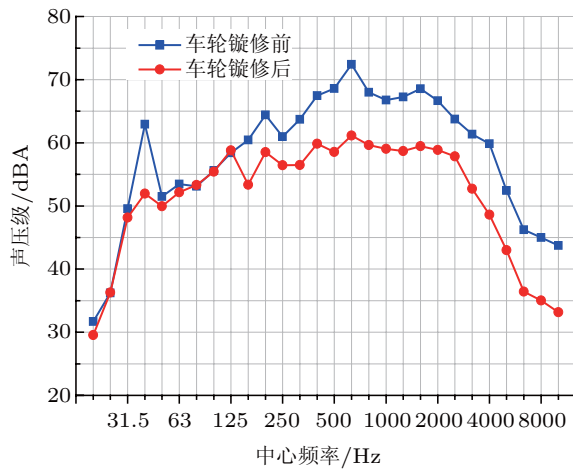


图 4.26

车轮因多边形磨损镟修前后高速车内噪声水平比较

幅度,  $r(t) \approx (r_L(t) + r_R(t))/2$ , 为轮对左右车轮平均瞬时滚动半径,  $r_{L,R}(t)$  为左右车轮瞬时滚动圆函数, 可以偏心圆、椭圆和多边形圆,  $r_{max}$  和  $r_{min}$  分别是车轮磨损后最大半径和最小半径, 图中 A 点是车轮最小半径和钢轨发生接触点位置, 也就是等效轨道垂向不平顺最高点位置. 车轮滚动圆半径随圆周的变化的变化不仅影响轮轨法向力 ( $F_{Rz}(t)$ ,  $F_{Lz}(t)$ ), 如图 4.27 所示, 而且还影响到纵向蠕滑力 ( $F_{Rx}(t)$ ,  $F_{Lx}(t)$ ) (张雪珊等 2010). 图 4.28 为用改进了车辆轨道耦合动力学模型计算得到的列车不同运营速度情况下车轮椭圆度 ( $\Delta A = r_{max} - r_{min}$ ) 对轮轨减载率的影响. 这对高速车轮椭圆化的控制有参考作用. 图中的曲线达到 1 时, 表示轮轨接触已经分离, 列车运行处于脱轨危险状态.

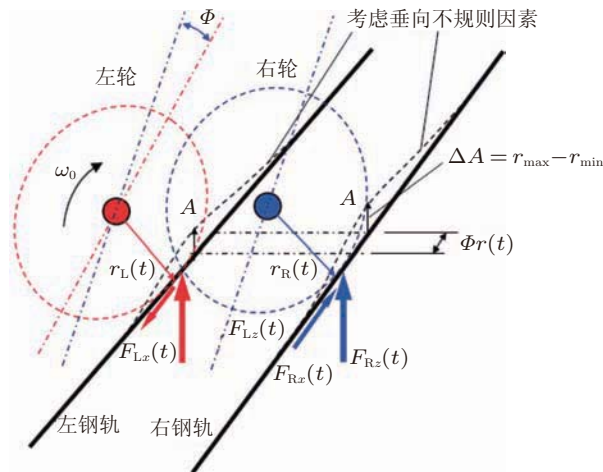


图 4.27

车轮多边形状态下轮轨激励计算模型

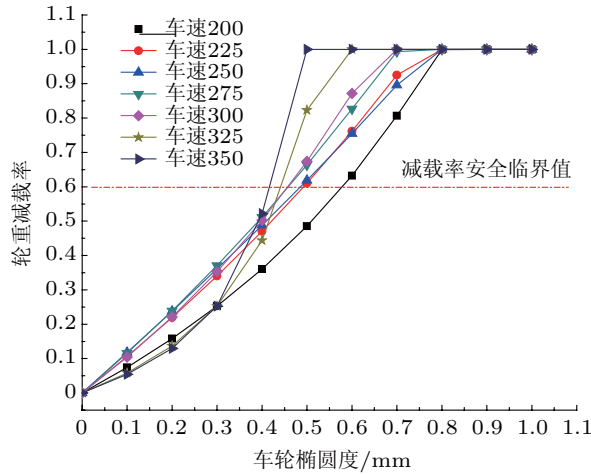


图 4.28

车轮椭圆度对轮轨减载率的影响规律

#### 4.6.1.3 高速钢轨波浪形磨损

铁路钢轨尤其曲线段钢轨, 在使用不久后, 平顺的接触表面就会出现波状磨损现象. 这种磨损现象叫做波浪形磨损, 简称波磨, 图 4.29(a) 为我国重载铁路曲线钢轨波磨, 其主波长大约 150 mm~300 mm, 图 4.29(b) 为我国地铁直线钢轨波磨, 其主波长大约 50 mm 左右. 钢轨波磨的形成和发展导致铁路机车车辆和轨道强烈的振动、噪声, 严重地影响车辆的运行品质、旅客乘坐舒适度和人们的生活环境. 严重的波磨会导致列车脱轨事故的发生. 钢轨波磨也是轮轨破坏现象中十分难以解决的问题, 人们



对钢轨波浪形磨损的观察和研究已有一百多年, 但至今还未形成统一的认识, 也没有找到消除它的好办法 (Jin et al. 2007). 引起钢轨波磨的原因很多, 如车速、轨枕间距、扣件刚度、车辆的蛇形运动、轮轨之间的黏滑振动等. 总之, 波浪形磨损发生和发展, 是轮轨系统共振引起的. 在轨道设计方面, 一定要考虑到车辆运行过程中因轮轨之间宽频范围的激振而导致轨道的共振.

我国某高铁客运专线运营不久, 钢轨也出现如图 4.5 所示的波磨. 图 4.30(a) 某曲线段 (列车通过速度 300 km/h) 钢轨波磨测试结果, 曲线内轨波磨深度 0.065 mm 左右, 外轨波磨深度 0.03 mm 左右, 图 4.30(b) 为图 4.30(a) 相应的空间谱图, 此钢轨波磨的主波长分别为 60~80 mm 和 120~165 mm, 对应的通过频率分别是 1040~1400 Hz 和 550~700 Hz. 图 4.31(a) 为该高速轨道垂向传递函数, 通过现场力锤敲击法测得结果, 图中黑线表示在钢轨枕跨中垂向敲击垂向加速度测试的轨道频响特性曲线, 红线表示钢轨承轨台上方垂向敲击垂向测试的结果, 蓝线表示承轨台垂向响应. 比较黑线和红线的结果, 在 580~750 Hz 范围内, 轨承上方的钢轨和枕跨中部钢轨, 具有同向振动的特点, 在 1040~1380 Hz 内, 具有反向振动的特点, 即承台处钢轨具有接近 0 振动量, 而在枕跨中的钢轨具有较大的振动幅度, 这是钢轨的固有的一种特有的共振特性, 叫 Pinned-Pinned 共振, 如图 4.31(b) 为轨道 Pinned-Pinned 共振振型. 显然, 轨道 Pinned-Pinned 共振贡献了主波长为 60~80 mm 钢轨波磨的不均匀磨损, 而车轮高速通过时引起轨道 Pinned-Pinned 共振的主要原因是钢轨打磨留下波长为 60 mm 波长的初始不平顺, 如图 4.32(a) 所示, 初始不平顺的激励频率和轨道 Pinned-Pinned 共振频率相同, 轮轨系统共振, 初始波磨进一步发展演化为波磨. 对钢轨波磨的主波长分别为 120~165 mm 的波磨, 主要是轨道系统 580~750 Hz 范围内共振贡献的结果, 这和钢轨弯曲刚度、轨枕间距、扣件刚度密切相关. 从图 4.31(a) 所示的结果看, 在轨头上方垂向激励下, 钢轨在 1400 Hz 范围内垂向振动远远大于轨承台或轨道板, 说明连接钢轨和轨道板之间的扣件刚度相对较软, 钢轨稳定性差, 以发生相对轨道板弯曲共振, 易导致波磨发生. 为了隔振, 轨道的扣件刚度不易过小, 以免钢轨不稳定, 同时, 软刚度扣件, 能够起到较好的隔振作用, 但是, 轮轨冲击能量大部分只能靠轮轨自身来耗散, 将会导致轮轨接触表面材料伤损, 出现类似波磨状态的破坏现象.

在钢轨波磨机理和理论研究方面, 建立钢轨波磨仿真模型, 模型中考虑车辆轨道耦合动力学模型、轮轨滚动接触理论模型和轮轨材料摩擦磨损模型 (李霞 2012, 温泽峰 2006), 如图 4.33 所示, 该模型反映了车辆轨道瞬态耦合作用和轨面累积磨损或塑性累积变形的一个反复循环过程. 利用该模型分析并结合现场试验观察, 研究了多种因素可能对波磨形成的影响, 如轨道几何缺陷、轨枕间距、轮轨表面粗糙度、速度等, 得到许多重要的结论: (1) 轨道几何缺陷引起轮轨冲击振动, 导致钢轨波浪形磨损发生发展 (Jin et al. 2005); (2) 轨枕间距过大, 会导致轮轨接触“颤振”即钢轨垂向易发生弦

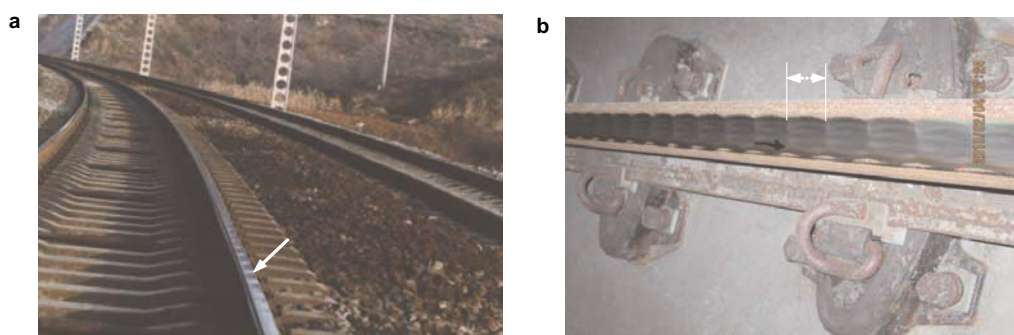


图 4.29

(a) 重载曲线钢轨波浪形磨损, (b) 地铁直线钢轨波磨

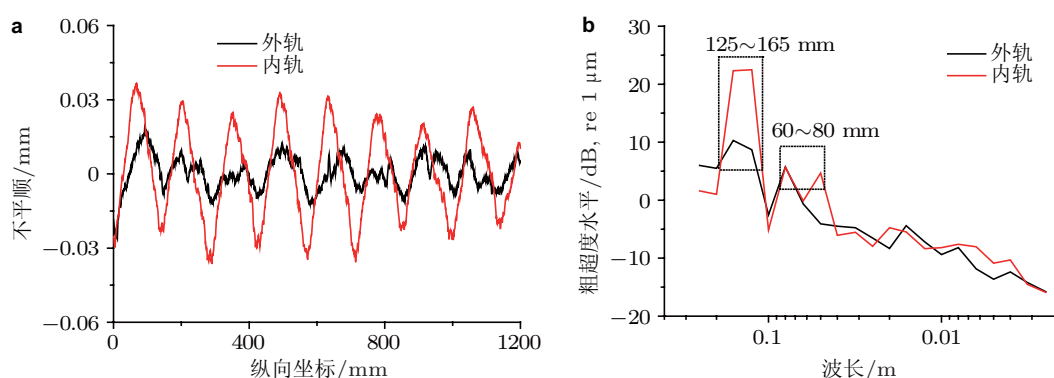


图 4.30

(a) 某高速线钢轨波磨测量的结果, (b) 相应的波磨空间谱图

线“颤振”(2013); (3) 列车通过曲线时, 尤其是小半径曲线时, 轮轨间发生横向振动, 导致波磨发生发展几乎所有小半径曲线都会或多或少发生波磨 (Jin et al. 2005); (4) 曲线超高偏大, 曲线内轨比外轨易发生波磨, 超高偏小, 情况则相反, 这主要是轮重偏向一侧导致一侧轮轨加大不均匀磨耗的原因; (5) 动车轮更加容易导致轮轨磨损和波浪形磨损, 这是轮轨较大切向力存在而导致严重磨耗的缘故; (6) 轨道隔振不易用支撑刚度较小的扣减系统, 以免钢轨在车轮滚滑作用下不稳定并发生共振, 振动能量不能迅速传递到道床而被耗散掉, 以致轮轨冲击能量破坏轮轨接触表面材料, 形成波磨 (如图 4.29(b) 所示) (2010); (7) 车辆在直线上高速行驶发生蛇形运动时, 在轮对摇头角达到较大位置时, 轮轨横向蠕滑率较大, 轮轨发生横向振动, 易导致群状分布的钢轨波磨形成 (Jin et al. 2008). 若波磨的形成机因清楚, 就能采取有效的措施阻止或消除它们的发生发展.

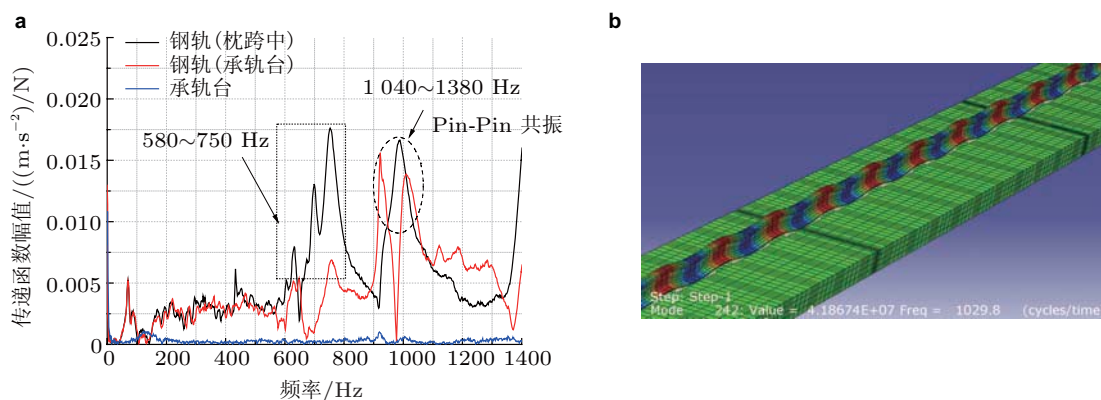


图 4.31

(a) 高速轨道垂向传体函数特性, (b) 轨道 Pinned-Pinned 共振振型

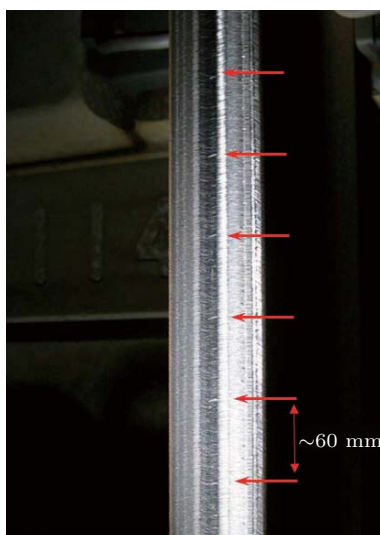


图 4.32

钢轨打磨留下的初始波磨

#### 4.7 高速轮轨噪声问题

铁路噪声包含了轮轨噪声、车体结构振动噪音和空气噪声。过去的研究一直认为, 列车行驶速度低于 300 km/h 时, 轮轨噪声占主要部分, 速度大于 300 km/h 时, 列车噪声以空气噪声为主。但是随着高速列车气动技术提高和车体气动特性的改善, 目前的列车气动噪声水平在不断下降, 轮轨噪声水平仍然占主导 (张曙光 2009), 图 4.34 为利用基于波束形成 (Beamforming) 声源识别原理的多通道阵列式噪声数据采集分析系

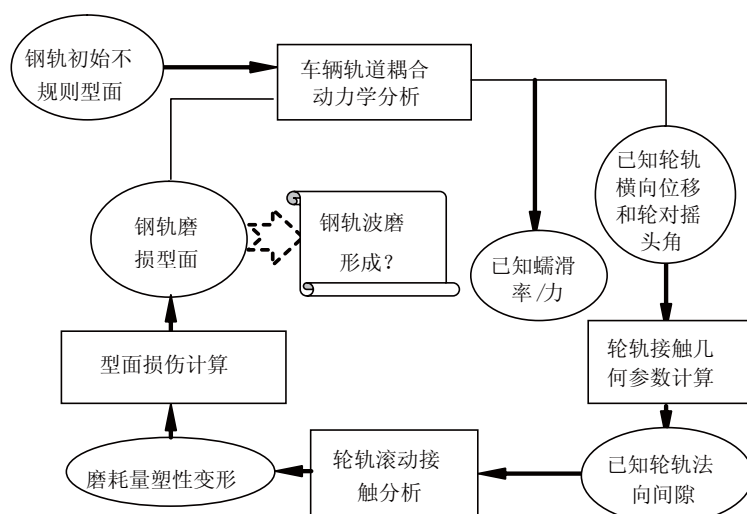


图 4.33

## 钢轨波磨理论计算模型

统, 测得我国某高速检测列车以 346 km/h 速度运行情况下的车外辐射噪声声强云图, 从声源分布位置看出, 我国高速列车 (8 节编组) 以 346 km/h 速度运行时, 车外辐射噪声的主要声源为转向架湍流噪声、结构振动噪声、轮轨滚动接触噪声、受电弓及其底座以及车辆连接处的气动噪声. 与其他位置处的转向架气动噪声相比, 头车转向架的气动噪声更大. 但是, 由于每一节车辆有 8 个车轮, 8 节编组有 64 处轮轨噪声源, 车头的气动声源和弓网气动声源各只有一个, 所以轮轨的总噪声对车内外总噪声贡献较大.

图 4.35 为该高速列车各节车辆侧墙沿垂直位置声暴露级分布情况. 第 1, 2 和 4 节车辆侧面垂向声暴露级最高, 这是因为车头和第 2 节车弓网部分气动作用 (注意该弓未升起工作), 第 4 节车辆侧墙垂向声暴露级接近 1, 2 车的情况, 这是车辆 4 轮轨噪声大的结果, 见图 4.34 所示的第 4 车的转向架处的声场云图和图 4.35 所示第 4 车轮轨处声暴露级水平 (4 车安装了测力轮对), 第 7 车声暴露级水平较高, 尤其在弓网部位, 因为 7 车是受电弓车, 受电弓处于工作状态, 其气动作用的声暴露级几乎接近轮轨的情况. 除了特殊车辆外, 列车的后续车辆的侧面垂向分布的声暴露级几乎逐渐减小. 所以, 根据图 4.34 和图 4.35, 解决我国高速列车噪声问题应当优先考虑解决轮轨噪声问题、弓网噪声、车头和车厢连接处气动噪声问题.

针对我国高速列车的轮轨噪声问题, 开展了轮轨噪声产生机理和影响参数的系统研究 (赵悦等 2013); 针对高速轮轨噪声问题提出解决方案; 根据高速列车噪声传播途径和特征, 采用声屏障技术降低高速列车辐射噪声.

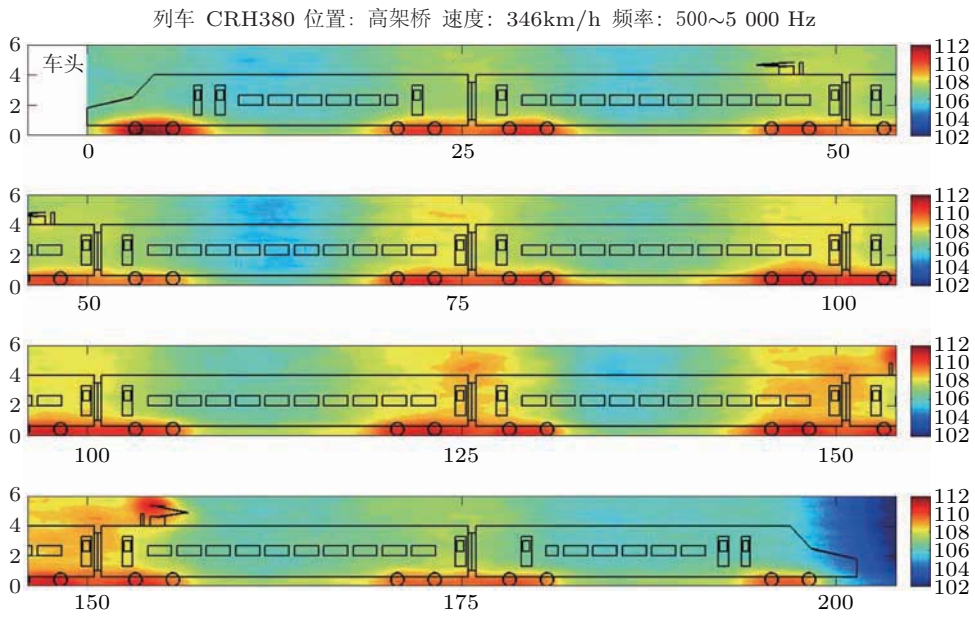


图 4.34

我国 8 节编组高速列车车外声场分布情况

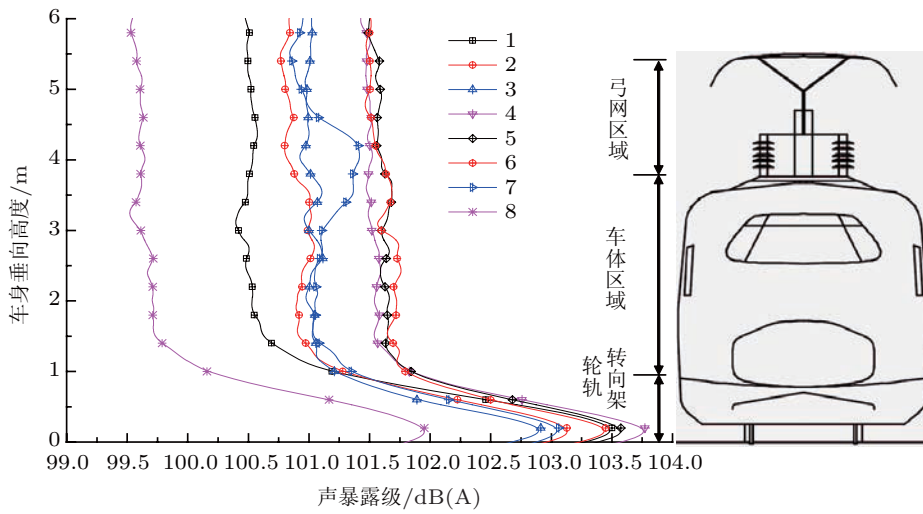


图 4.35

高速列车 (346 km/h) 车辆侧面垂向的声暴露级

在高速轮轨噪声产生的机理和影响参数的研究中, 利用有限元-边界元相结合的方法建立轮轨系统振动-声辐射计算模型, 采用分块 Lanczos 法求解结构的特征值问题, 然后采用模态叠加法计算车轮结构在法向单位力激励下的动态响应, 将车轮外表面的速度处理成声学边界元的输入, 分别计算研究了车轮、轨道、轮轨耦合声辐射特

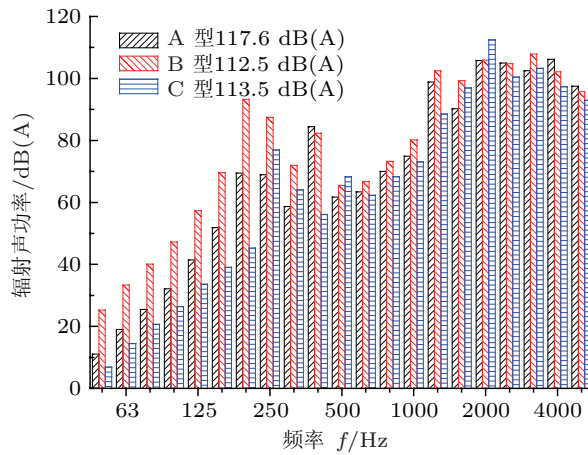


图 4.36

3 种高速车轮总声辐射功率对比

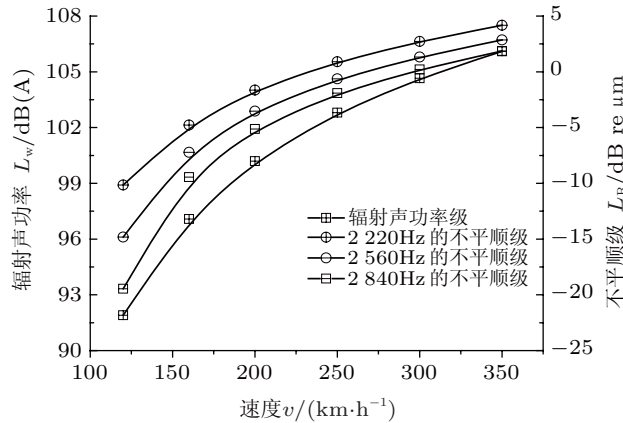


图 4.37

列车速度对车轮辐射声功率的影响

性. 其中包括, 不同速度等级、不同轮轨接触表面粗糙度激励条件、轮轨不同接触点位置, 车轮各部位结构对车轮总的声辐射的贡献; 车轮各阶模态对车轮总的声辐射的贡献和辐射特性; 轨道结构参数对钢轨振动和声辐射的影响; 轮轨耦合状态下声辐射特性 (2012b, 房建英等 2010).

图 4.36 为我国 3 种高速车轮在 300 km/h 运行速度下不同频率区间总声辐射功率的差别, 显然, 不同频段差别较大, 尤其在 400 Hz 以下, 最大的相差达到 40 dB. 3 种车轮总噪声水平相差 5 dB 左右. 这主要是车轮的低阶模态贡献十分大.

图 4.37 表示车轮总的声辐射水平和几个主模态振动波长所对应的不平顺幅度随速度的变化. 图中左侧垂向坐标轴表示车轮总的声辐射水平, 右侧垂向坐标表示车轮

共振模态在不同速度情形下的振动波长所对应的轮轨表面不平顺波长的幅值水平(按 dB 计). 符号 (田) 表示车轮总的声辐射水平随速度的变化, 符号 (⊕) 表示 2220 Hz 零节圆二节径向模态 ( $r, 2$ ) 在不同速度情况下, 其振动波长所对应轮轨不平顺谱相同波长的不平顺幅值的变化情况, 符号 (⊖) 表示车轮 2560 Hz 的一节圆二节径轴向模态 ( $1, 2$ ) 所对应的情况, 符号 (⊔) 表示 2840 Hz 的零节圆三节径的径向模态 ( $r, 3$ ) 所对应的情况. 从图所示的结果看, 速度越高, 车轮总的辐射水平越高, 对确定车轮共振模态频率, 振动波长也越大或通过频率越高, 与轮轨不平顺谱的相同波长所对应的不平顺幅值也越大. 这是轮轨滚动噪声随着车速增大的直接原因, 因此, 车轮总的辐射声功率也随着速度增加, 当列车速度由 120 km/h 增加到 350 km/h 时, 车轮总的辐射声功率级增加了 14.2 dB(A).

高速列车轮轨噪声主要是滚动冲击噪声, 通常车轮径向模态振动在滚动接触过程中对轮轨振动和冲击贡献较大. 消除轮轨噪声应从振动和噪声的根源上解决问题, 即消除声源或控制声源. 车轮振动和声辐射关系的研究对从根本上解决噪声是十分重要的. 辐射的特性主要研究车轮噪声辐射的指向性, 即声场中同一距离、不同方向上的声压分布. 在实际中, 对车轮声辐射的测量是在声场中某一确定的点上, 因而了解车轮声场的空间分布以及其随不同速度的变化, 采取降噪措施具有重要的意义. 实际中车轮的声辐射的方向性将受到转向架以及车体结构的几何特征的影响, 比较复杂. 本文仅考虑了单个车轮在自由声场的声辐射指向性, 研究列车速度对车轮声辐射方向性的影响. 这里取了半径为 2.5 m 的圆场点来研究车轮的声辐射指向性, 以对声辐射影响较大的径向 3 节径 ( $r, 3$ ) 模态为例. 图 4.38 给出了车轮 ( $r, 3$ ) 模态振动声辐射指向性图. 其中, 圆场点的坐标原点位于车轮名义滚动圆中心的位置, 图中所示的  $x$  轴与车轮的轴向一致,  $y$  表示车轮滚动方向,  $z$  方向为垂向.

轨道结构参数对钢轨系统振动声辐射的研究得到如下初步结论: 轨垫参数的影响最显著, 轨垫刚度越小, 钢轨振动声辐射越大, 轨枕振动声辐射越小, 反之, 则钢轨振动声辐射变小而轨枕的振动声辐射变大. 调整轨垫刚度, 当钢轨与轨枕声辐射相近时, 轨道总的辐射噪声最低. 轨垫损失因子越大, 轨道系统声辐射越小. 轨枕和道床参数对轨道总的声辐射影响都较小(方锐等 2011, 赵悦等 2013).

在高速轮轨噪声辐射机理研究方面, 目前还处于初级阶段. 由于高速列车安全运营的条件很严格, 目前全世界在轮轨降噪方面还不能从源头处采取有效主动控制措施. 为了降低轮轨噪声对环境的影响, 主要有效的措施之一就是采用声屏障. 图 4.39(a) 为我们设计的新型“鼻型”声屏障实物照片和其单元板降噪原理示意图, 单元板面对列车一侧的是面板, 面板上的凸的像“鼻子”一样形状的能够有效的改变列车噪声源辐射出噪声的方向, 降低噪声二次反射到列车上(周信等 2013). 图 4.39(b) 表示这样的声屏障可以安装在高速轨道的两侧, 能够有效隔掉列车的噪声尤其是降低轮轨噪声向

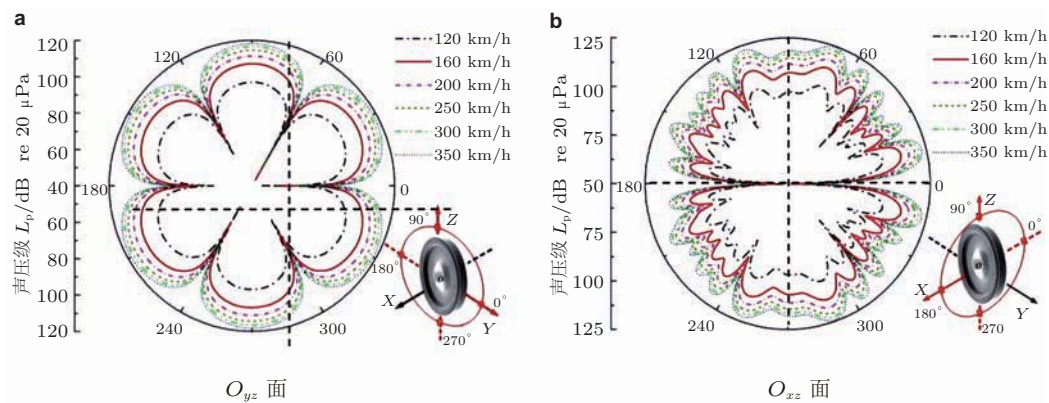


图 4.38

车轮 ( $r, 3$ ) 模态振动声辐射的方向性

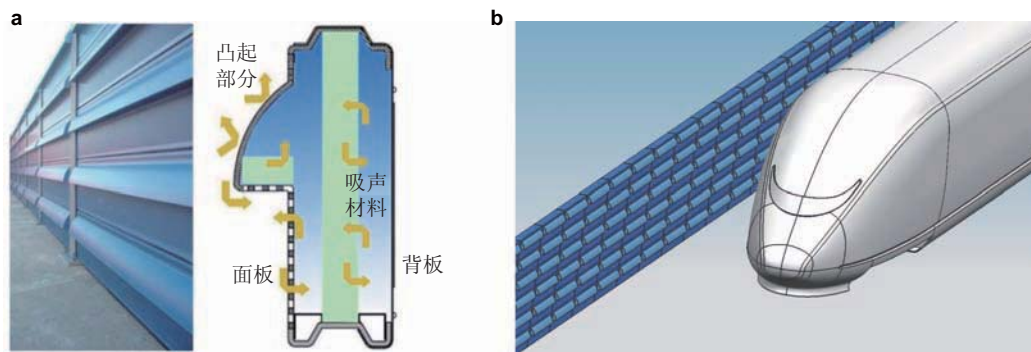


图 4.39

(a) 新型声屏障及其降噪原理示意图, (b) 该声屏障安装在高速轨道两侧示意图

环境辐射.

为了进一步分析“鼻型”对列车的降噪效果, 图 4.40 给出了 2 种声屏障对高速列车隔声效果, 该图上图是直立式声屏障的降噪效果, 下图为新型“鼻型”声屏障的降噪效果. 该图能清楚表示了安装两种声屏障后高速轨道一侧 30m 宽轨面上方 6m 高范围内的空间声场云图. 显然, 鼻型结构在 1290 Hz 窄带处非常有效. 从图可以看出, 轮轨位置声源辐射出的声波在车体和声屏障之间由于多重反射形成了强烈混响场, 对比鼻型和直立式声屏障的声场云图, 可以看出鼻型结构能够将部分声波反射到空中. 声屏障后方声场并不均匀, 在多个条状区域出现较小值, 这主要是由不同路径相位相差  $1/4$  波长的声波在此区域相交, 形成干涉相消. 鼻型结构在此频率处将大部分声波扩散到车体上方, 明显改善绕射声波的能量, 大部分区域的降噪量达到 15 dB 以上.

根据轮轨噪声目前研究情况, 面临着如下几个需要进一步要解决的问题: (1) 大幅



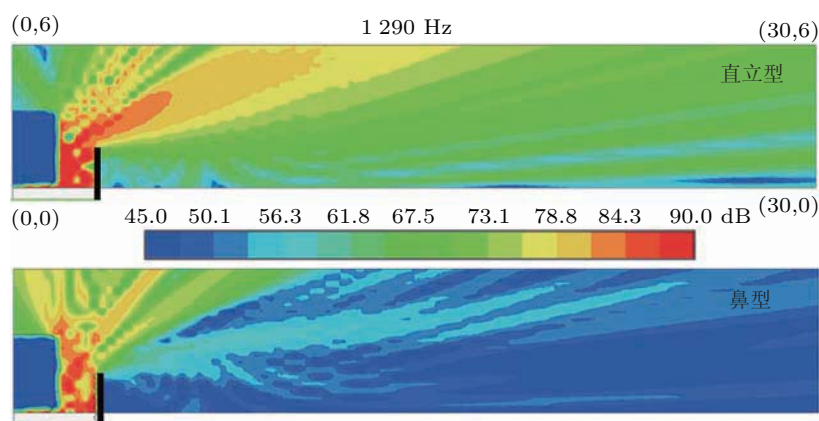


图 4.40

## 2 种声屏障降噪效果对比

度粗糙度激励下的轮轨滚动接触噪声分析; (2) 轮轨结构在空气环境产生振动与声场之间关系, 环境稳态和非稳态声场精确数值模拟; (3) 在列车轨道耦合动态环境下的轮轨系统振动噪声模型建立.

## 4.8 本节小结

高速列车安全运营是大规模发展和运用高速铁路技术的根本要求, 在追求任何技术指标和经济指标时候, 安全是放在第一位的指标. 轮轨系统技术是高速列车的核心技术之一. 从过去的十几年里, 我国铁路发展速度快、规模大, 虽然取得举世瞩目的成就, 但是与日本欧洲国家相比, 运用时间并不长, 对高速轮轨系统技术和理论虽然取得如本文所述的部分结果, 但是对本文所提及的高速轮轨关系问题还没有完全解决, 需要长期地深入开展如下几个方面研究: (1) 继续全面跟踪测试和统计分析我国已开行的高速线和未来开通的高速线轮轨运用状态和车辆动态性能之间的关系, 全面掌握我国不同速度等级、不同地区轮轨磨耗和疲劳规律及其主要影响因素; (2) 对本文提出的轮轨几何型面匹配设计方法和设计的新型车轮型面, 进一步完善, 并付诸室内外试验验证, 使新型的高速车轮型面尽早能够推广使用; (3) 全面开展轮轨选材试验研究, 建立轮轨材料匹配数据库, 同时长期开展轮轨新型材料研究和制备; (4) 继续完善轮轨接触表面激光毛化工艺技术和现场试验研究, 尽快推广使用; (5) 完善车辆轨道耦合大系统环境下轮轨弹塑性滚动接触模型, 努力在考虑自旋影响、接触表面状态影响、环境影响和缺陷影响方面取得突破; (6) 继续全面开展高速轮轨黏着理论和黏着控制技术研究; (7) 深入开展高速轮轨振动和声辐射机理的研究, 加强低噪声高速车轮和钢轨技术以及减振降噪措施研究.

## 5 高速列车车辆动力学 \*

### 5.1 引言

随着世界经济的发展,高速铁路以其运量大、速度快、能耗低、安全可靠等一系列技术经济优势引起了世界范围的重视.高速铁路技术发展日新月异,随着运行速度的提高,传统的铁路技术面临着高速度的巨大挑战.作为高速铁路列车系统中最基本,也是最重要的环节之一,铁路列车系统动力学特性的分析也面临着许多新的研究课题.

车辆动力学是研究列车车辆系统运动规律的学科,通常采用多体系统动力学分析方法,考虑车辆和运行环境之间的相互作用,研究列车在各种运行条件下运行时的运行状态、动力学响应,进而分析列车运行安全性、稳定性、舒适性等,研究车辆的动力学性能的演化规律及其各种作用力影响,综合考量车辆的动力学特性,为车辆系统设计提供理论依据,为车辆安全运行提供保障.

车辆动力学建模方法从多刚体车辆动力学发展到刚柔耦合动力学.传统的车辆动力学建模是刚体车辆动力学,各部件看作刚体,部件之间通过弹性和阻尼件连接在一起,同时考虑约束条件来建立和分析模型,目前多刚体动力学研究已经取得比较完善的成果.考察车辆的脱轨安全性、抗颠覆性、直线运行稳定性和曲线通过性能时通常采用列车多刚体模型.但是随着铁路车辆运行速度的提高以及列车轻量化发展,车辆和轨道的相互作用不断加强,系统的动力学特性变得越来越复杂,许多现象的出现与结构的弹性变形有关,所以为了更好地分析部件的动力学特性,有必要从柔性体的角度来研究.针对现有铁路高速化和轻量化所涉及的列车振动问题,国内外学者开展的相关工作和进展主要有以下几个方面:列车多刚体动力学,列车刚柔耦合动力学,气动载荷作用下列车的蛇行运动稳定性,高速列车车体振动对乘坐舒适性的影响,非线性因素的影响,气动影响的列车安全性与舒适性,车辆轨道耦合动力学,列车减振等.这些方面直接影响行车的安全性和舒适性,同时提出了今后解决这些问题的主要方向.

### 5.2 车辆动力学分析方法

车辆动力学可以按建模方法分为多刚体车辆动力学及刚柔耦合动力学.目前多刚体动力学研究发展较为完善.当考虑车辆运行的安全性、平稳性和曲线通过能力及低频车辆动力学响应等车辆系统的整体动力学性能时,可以忽略系统弹性的影响.由于提高运行速度和最大限度地减轻重量、降低能耗等的要求,使得在高速车辆动力学分

\* 本节撰写人:刘玉标<sup>1</sup>,曾晓辉,邢云林,赖姜,张营营,吴晗

<sup>1</sup> E-mail: yubiao@imech.ac.cn

析中必须考虑部件的弹性变形. 引入刚柔耦合多体动力学理论对列车系统的动力性能进行分析, 可以揭示整体系统中弹性与刚性的耦合影响, 可以研究车辆弹性对车辆动力学的影响.

### 5.2.1 多刚体建模与分析方法

列车模型发展从简单到复杂, 从单轮对模型发展到转向架和整车模型, 以及列车与轨道、列车与桥梁耦合模型. 根据分析问题的不同, 可以选择不同的列车系统模型. 列车系统多刚体动力学模型包括刚性轮对、刚性转向架、刚性车体以及线性弹簧和阻尼. 一系悬挂连接轮对和转向架, 二系悬挂连接转向架和车体. 在车辆多刚体模型中, 系统弹性只是体现为悬挂系统上, 而其他部件都简化为刚体, 同时考虑约束条件建立模型. 这种简化可以清楚地模拟列车各部件之间的相对振动并避免自由度过多带来的数值积分困难. 多刚体车辆模型可以用来研究它的整体振动、运行品质、脱轨安全性、抗倾覆性、直线运行稳定性和曲线通过性能等.

在研究列车垂向振动响应时, 只考虑各部件的沉浮、点头等自由度. Chu (Chu 1979, 1980; Wiriyachai et al. 1982) 采用车辆刚体模型分析车桥耦合系统的振动响应问题. 翟婉明 (1992) 应用系统工程的方法, 将铁道车辆系统与轨道系统作为一个总体大系统加以考察, 建立了车辆-轨道垂向统一模型, 提出了车辆-轨道耦合动力学理论. 统一模型为集总-分布参数混合模型, 其中车辆表示成 10 自由度多刚体系统模型, 轨道描述成 3 层连续弹性点支承无限长 Euler 梁模型, 轮轨耦合关系采用 Hertz 非线性弹性接触理论. 通过将理论模拟结果与国内外主要大型试验测量结果进行对照, 验证了车辆-轨道垂向统一模型的正确性.

同样, 在研究列车横向振动问题时只考虑横移、侧滚和摇头等自由度. 王福天 (1981) 分别给出转向架 5 自由度和列车系统 17 自由度横向振动方程. 曾京等 (2005) 为了研究列车中各车辆在直线上和大半径圆曲线上的蛇行稳定性, 建立了具有 17 个自由度的车辆系统非线性数学模型. 在另一篇文章中 (曾京, 徐涛 1994), 他首先从理论上叙述了铁道车辆系统非线性蛇行运动稳定性的求解方法. 通过研究车辆系统常微分方程的一次近似方程的雅可比矩阵的特征值, 来确定系统的 Hopf 分岔值即临界速度. 系统分岔后的周期解则采用数值积分方法来求解. 高学军等 (2008) 以动力系统的稳定性与分岔理论为基础, 导出四轴客车 17 个自由度的横向振动微分方程, 利用 Kalker 线性蠕滑理论计算轮轨滚动接触蠕滑力, 对这一客车系统的蛇行运动稳定性与超高速情况下分岔问题进行了研究. 横向振动模型或者垂向振动模型可以减少系统总自由度, 简化列车振动问题. 但是, 这种方法忽略了列车横向和垂向振动之间的耦合, 无法准确描述车辆的空间运动. 因此, 近年来研究人员倾向于综合考虑列车的横向和垂向振动, 或者考虑多编组模型, 建立列车系统空间耦合振动模型. 翟婉明 (2007) 提

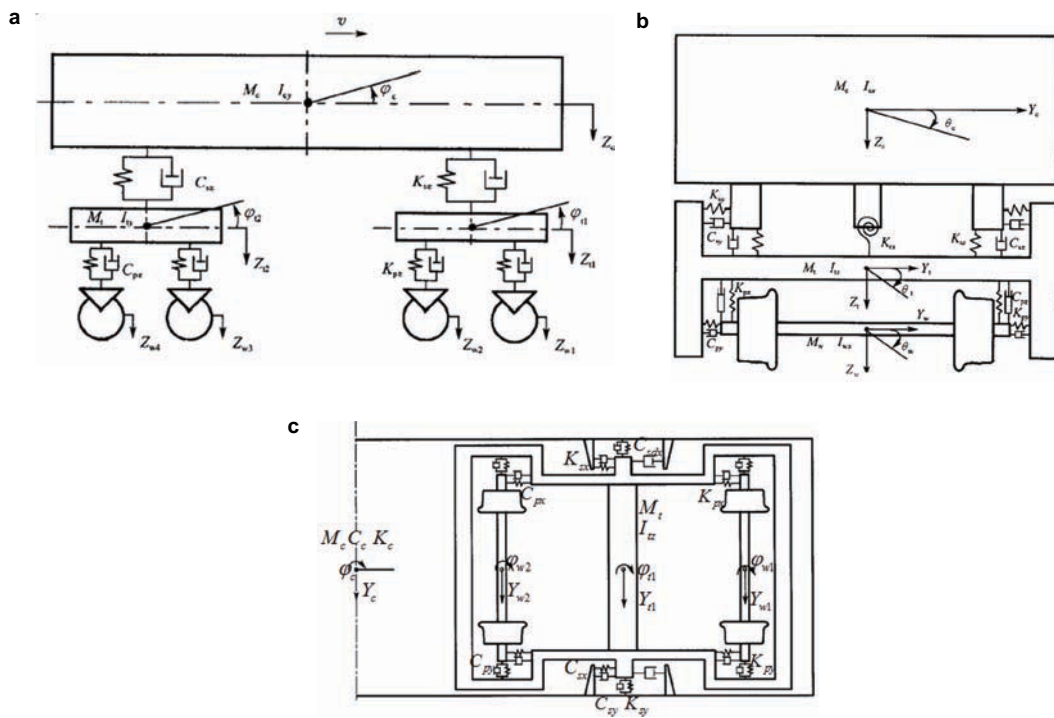


图 5.1

车辆系统动力学模型。(a) 车辆系统动力学模型 (正视图), (b) 车辆系统动力学模型 (后视图), (c) 车辆系统动力学模型 (俯视图)

出了车辆轨道垂向横向相互作用的详细模型, 研究了高速列车轮轨耦合动力相互作用规律. 如图 5.1 所示. 车体、转向架和轮对分别有 5 个自由度, 包括横移、沉浮、侧滚、摇头和点头. 如果考虑多编组列车系统动力学, 还需要考虑刚体部件的纵向自由度.

岳渠德 (1995) 应用系统工程思想提出了列车轨道耦合动力分析模型, 在模型中考虑了列车与轨道之间的垂向横向耦合作用以及车辆与车辆之间通过车钩传递的横向、垂向及纵向作用. 曾庆元和李德建 (1997) 建立了一种列车-直线轨道空间耦合振动分析模型, 其中车辆表示成 19 自由度多刚体系统模型, 轨道离散成 30 自由度空间轨道单元. 以势能驻值原理和“对号入座”法则形成空间耦合时变系统的振动矩阵方程, 以振动能量随机分析原理为基础, 根据实测转向架蛇行波随机模拟出各种速度下的转向架人工蛇行波作为激振源, 采用 Wilson- $\theta$  法求解各响应的时程曲线, 计算结果与列车、轨道振动测试结果一致, 首次得出了轨枕横向、竖向振动计算时程曲线与实测时程曲线相当接近的结果. Song 等 (2003) 使用 Lagrange 方程建立三维多编组车桥耦合系统并与实测结果对比. 沈钢等 (2005) 研究了列车动力学计算模型的建立方法,

采用 Simulink 仿真工具,建立了多车编组的垂向和横向列车模型. 他提出一种影响系数法子系统合成的方法,可以有效地提高列车建模的便捷程度和计算机自动化程度,给出了列车系统状态矩阵的构成及其计算方法. 该方法可以简单地根据公式用计算机程序合成任意节数的列车的整体状态矩阵,并适合于垂向、横向或垂横纵三向综合模型的建立. Bruni 等 (2011) 的文章中介绍了车辆轨道耦合系统动力学仿真中悬挂组件的建模方式.

刚体模型在稳定性分析中使用较为广泛,并给出了一些基本现象的解释. 多刚体多自由度车辆系统的非线性蛇行运动稳定性 (Gasch et al. 1981, 1983) 是个非常复杂的力学问题. 近年来,此项研究 (Ahmadian et al. 1998a, True 1992, Yabuno et al. 2002, 曾京和徐涛 1994, 张卫华等 1996) 逐步深入并已涉及到混沌现象. 车辆过曲线时列车稳定性问题得到许多研究发展 (Cheng et al. 2009, Dukkipati et al. 2001a, 2002, Lee et al. 2005b). Cheng (Cheng et al. 2009, Lee et al. 2005a) 列出了 6 自由度、14 自由度、20 自由度以及 21 自由度等多个列车模型,采用非线性蠕滑模型,利用不同模型分别得到了列车过直线 (图 5.2) 和过曲线的临界速度 (图 5.3) 及蛇行稳定性结果. 结果显示,列车模型自由度较低时得出的临界速度比自由度较高时的临界速度大,且线性蠕滑模型的临界速度结果比非线性蠕滑模型的结果大. Hannebrink 等 (1977) 用刚体单轮对模型考察了轴重、轨间距和车轮踏面对轮对蛇形稳定性的影响,指出了轨间距越大,轮对的横向振幅越大,增大轴重可以提高轮对运行稳定性. Yang (1995) 采用了刚体转向架模型分析了转向架的 Hopf 分岔和蛇形运行非线性特征. Knothe 等 (1999) 采用整车多刚体模型对列车的非线性稳定性进行研究. Zboinski (2011) 采用列车多刚体模型开展曲线轨道上稳定性的研究. Lee (2005b) 采用列车多刚体模型研究高速列车通过曲线的非线性稳定性问题.

车辆轨道耦合系统动力学 (陈果等 2001, 全玉云 2000, 王开云等 2003, 翟婉明 1992, 2007) 中,大多是只考虑列车垂向系统,考虑车体、转向架和轮对的沉浮和点头自由度. 通过建立多刚体的车辆-轨道耦合模型,利用时域数值积分法进行耦合系统的响应分析. 由于此前人们只关注于低频动力学响应,使用刚体模型即可保证精度. 且用来评价乘坐舒适性的重要参量,车体的横摆以及稳定运行下车体的横移也分布在低频段. 模拟车体低频振动响应也可以通过刚体模型来实现. 列车系统动力学模型得出的方程是含非线性的二阶常微分方程,大多数学者都是通过时域积分方法得到方程的解,进而得到列车系统响应. 时域积分方法包括 Runge-Kutta、Newmark、Wilson- $\theta$  等. 为了得到稳定的解,时域积分方法需要将积分步长设置的较小,这样便增加了计算时间. 翟婉明 (2007) 考虑显式积分和隐式积分的互补性,提出了新型预测校正积分方法,与 Newmark 隐式方法结合使用,既提高了计算精度,又能保持显式积分的特征. 林家浩 (林家浩等 2007, 张志超等 2008) 采用虚拟激励法 (PEM) 将轨道不平度精确地转化为

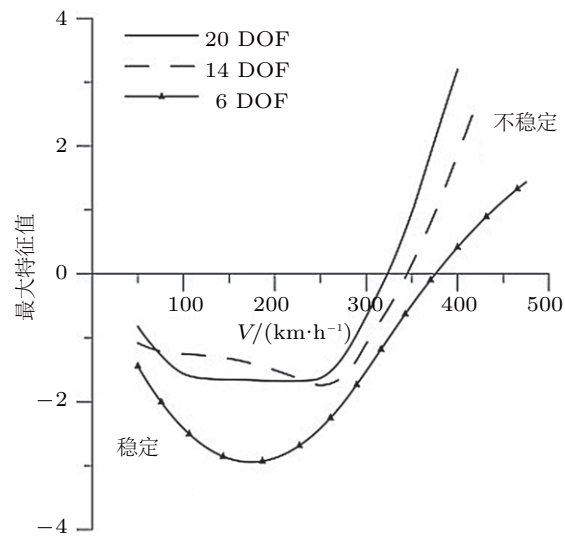


图 5.2

不同模型过直线时临界速度

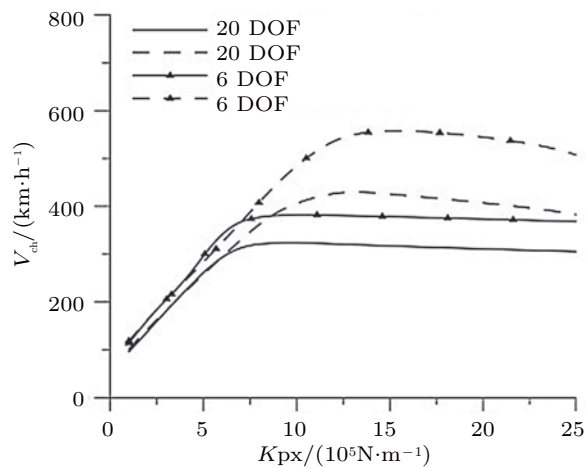


图 5.3

不同模型过曲线临界速度

一系列垂向简谐不平顺的叠加, 大大简化了运动方程的求解. 在此基础上采用能够更真实地模拟车辆作用力在时间域和空间域上连续变化的精细积分法 (PIM) 来进行数值积分计算. 除了已经发表的列车系统动力学程序 (刘宏友 2004, 翟婉明 1992) 外, 商业软件也发展十分迅速. 德国的 MEDYNA, 法国的 VOCO, 美国的 NUCARS (DeLorenzo 1997), SIMPARK 和 ADAMS/RAIL (图 5.4) 专门针对铁路车辆系统建模各自开发软件,

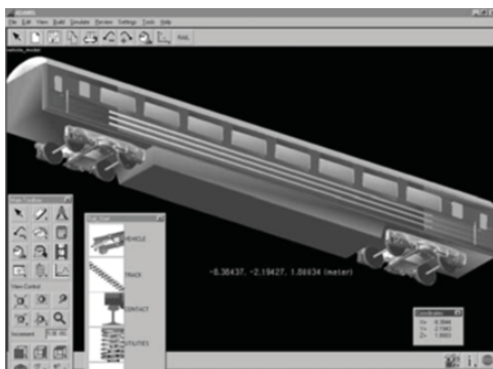


图 5.4

### ADAMS/RAIL 列车系统动力学模型

已经得到广泛应用. 商业软件可以考虑列车轨道耦合系统动力学响应, 还可以通过和有限元软件结合考虑结构弹性.

根据多体动力学理论, 列车系统动力学方程是多自由度微分方程, 目前大都采用数值积分 (包括 Runge-Kutta、Newmark、Wilson- $\theta$  等) 从时域求解微分方程, 进而得到列车各部件的振动响应. 数值计算方法可以明确得到在每个时间点上系统各部件之间的振动关系, 但是为了得到稳定的解, 时域积分方法须要将积分步长设置的较小或者增加计算时间, 这样便增加了计算代价. 另外, 列车系统中含有多种非线性因素, 包括轮轨非线性作用力、非线性悬挂系统作用力、抗蛇行减振器及横向止挡等. 这些非线性因素使数值积分不容易收敛, 增加了数值积分的困难性. 邢云林 (2014) 结合频响函数与增量谐波平衡法, 求解含局部非线性的高速列车系统在周期激励下的稳态响应. 该方法将非线性微分方程组转化为响应谐波项系数的非线性代数方程组, 直接求解多自由度系统的稳态响应, 可以分析多种非线性作用力对系统响应的影响. 同时, 由于采用增量求解方式, 可以根据频响曲线的曲率调节计算步长, 快速求解整个频域的稳态响应. 该方法将频响函数与增量谐波平衡法结合, 将高速列车系统分为线性子系统部分及非线性作用力部分, 将局部非线性作用力视为线性子系统的外力, 只计算与非线性作用力以及系统外力相连的自由度的方程, 大大缩减线性系统自由度, 并大幅缩减了计算幅度.

列车刚体模型可用来分析列车低频振动, 运行品质, 脱轨安全性, 运行稳定性、抗倾覆性和曲线通过能力等. 刚体模型得出的系统自由度较少, 便于数值积分和分析列车主要部件的低频振动响应. 因此, 在只分析列车低频响应时可以采用刚体模型.

### 5.2.2 刚柔混合建模与分析方法

如今, 运输服务供应商需要最大限度地使用有限的轴重迫使铁路行业采用轻量化

的结构设计. 三维设计软件, 有限元法 (FEM) 分析工具, 以及铝合金型材广泛应用于铁路行业, 使得轻量化结构成为可能. 但轻量化设计, 通常通过减少结构刚度来实现, 虽然能同时满足强度和撞击的要求, 却降低了弯曲振动频率. 模拟中频振动 (30~500 Hz) 或者高频振动 (大于 500 Hz) 时就需要考虑车体和列车轨道系统中其他部件的结构弹性. 频率和模态并没有一般化的分类, 因为不同的频率对应于不同的模态. 比如, 轻型车车体垂弯频率约为 10 Hz, 同时, 该频率也是人体舒适性最敏感的频率. 因此, 需要对车辆轨道耦合系统不同模态影响有一个清醒直观的认识. 另外, 轨道不平顺、轮对磨损等激励引起的响应也因列车运行速度的提高而提高到中高频段, 经典的多刚体列车模型只能分析列车系统的低频段响应, 不能反映中高频的列车响应, 因此需要考虑列车系统的弹性来分析中高频振动响应 (Escalona et al. 2013, Popp et al. 1999).

多柔体系统建模方法可以分为多种, 如任意拉格朗日-欧拉方法 (ALE) (Kaiser et al. 2003, Seo et al. 2006, Shabana 2005), 绝对节点坐标系方法, Finite-segments method (Hamper et al. 2012), 边界元方法 (Galvín et al. 2007), Discrete element method (DEM) (Ergenzinger et al. 2012, Lim et al. 2005) 等. 根据不同目的, 结构弹性可以分为列车车体弹性, 转向架弹性、轮对弹性以及轨道弹性等.

作为簧下质量的轮对, 在高频轮轨动力学中起着非常重要的作用. 为了精确模拟轮轨接触中轮对和轨道的变形、受力及疲劳特性, 需要考虑轮对和轨道的弹性 (Baeza et al. 2008, Kaiser et al. 2006). 近期研究中使用的轮对模型有半解析模型、二维有限元模型、三维有限元模型 (Jaiswal et al. 2002, Meinders 1998, 万鹏 2008, 图 5.5~图 5.7) 以及所谓一维有限元加傅里叶分析模型. 半解析模型是把轮轴视为等截面梁, 车轮辐板作为弹性圆板, 轮辋作为弹性圆环进行弹性体振动分析. 它的数值计算工作量小, 但必须参考测量的振型结果, 而且仅能分析横向振动响应. 三维、二维有限元模型最接近真实轮对情况, 可以模拟轮对高阶模态振动 (包括瞬时柔性及扭转变形等), 但计算费用高且难于改变参数. Szolc (1998) 将车轴考虑为连续可扭转变形的弹性梁, 车轮和制动盘考虑为刚体. 结果表明轮对旋转时回转力矩将垂直和水平平面的弯曲模态耦合起来. Kaiser (Kaiser et al. 2003, 2006; Popp et al. 1999) 将车轴考虑为一维梁, 车轮和制动盘考虑为刚体. 轮对的轴向和扭转变形由线性形函数表示, 垂弯变形由三次多项式形函数表示. 轮对弹性模型可以用来模拟轮轨接触时轮轨变形, 分析轮对的高阶振动响应. 当轮对含有局部缺陷时 (包括轮对磨损、疲劳擦伤、凹入、缺损等), 也可以利用轮对弹性模型细致、真实地模拟轮对响应.

全玉云等 (2005) 使用梁单元建立转向架有限元模型, 研究系统的垂向耦合振动, 忽略对垂向振动影响不大的节点自由度. 一系悬挂和二系悬挂也是简化为梁单元, 悬挂的刚度通过梁单元的抗弯和抗剪刚度来体现. 以集中质量模拟轮对、电机等, 附加质量值的大小即是他们的质量. Dietz 等 (1998) 将转向架考虑为弹性, 分别计算了转



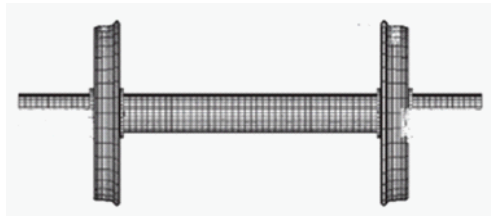


图 5.5

轮对三维有限元模型

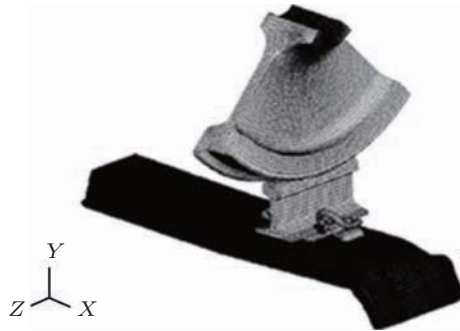


图 5.6

1/8 轮对三维有限元模型

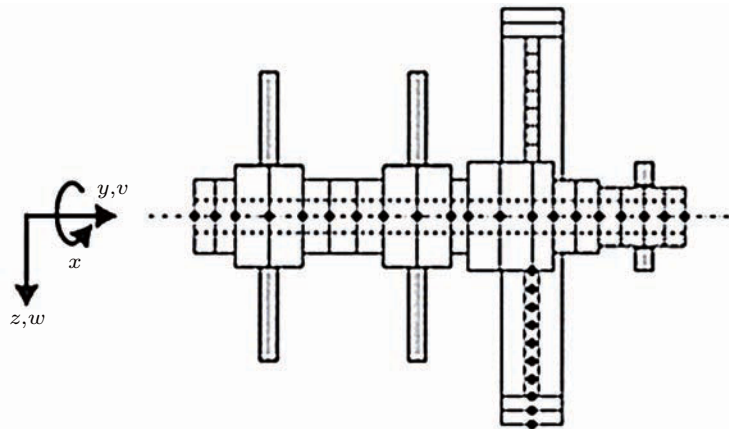


图 5.7

轮对有限元模型 (1/2 模型)

向架在直线、曲线和道岔上的结构振动响应和疲劳特征, 与刚性转向架仿真结果相比, 弹性转向架更接近实际. Schiehlen (Claus et al. 1998) 建立浮动坐标系下弹性转向架模型, 考察高速列车运行时转向架的动应力响应. 任尊松 (任尊松, 孙守光, 李强, 等 2004; 任尊松, 孙守光, 刘志明 2004) 利用有限单元法, 建立了详细的转向架有限元模型并求

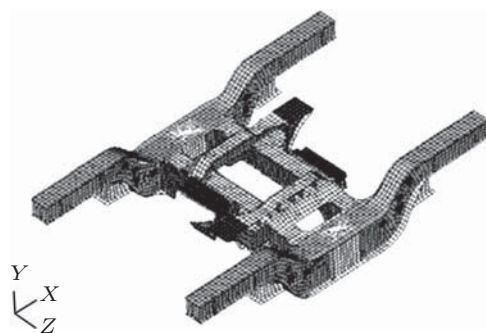


图 5.8

转向架有限元模型 (冯大建 2012)

解其各阶振动模态,在此基础上建立了完整的刚弹性体车辆系统动力学模型,通过动力学模拟计算得到了转向架在车辆曲线通过和随机激励下的结构振动响应.利用有限元分析软件建立转向架弹性模型,研究人员(冯大建 2012 (图 5.8),宋向辉等 2012,王文静等 2009,张锁怀等 2009)分析了动车和地铁转向架的静强度和疲劳强度.

列车运行速度的提高引起轨道不平顺激励频率提高,激励频率由低频段逐渐拓宽到中高频段.另外,列车车体为箱型弹性体,随着列车轻量化发展,车体质量降低的同时其刚度也随之降低,从而使得列车固有频率降低至中高频段.这样必然使激励频率与列车固有频率相互接近,导致车体弹性振动响应急剧增大,影响列车运行安全性及乘坐舒适性等.因此有必要考虑车体的弹性变形对车辆系统振动特性的影响.引入考虑车体弹性的刚柔耦合模型对列车系统进行动力学性能分析,可以考察列车高速行驶时的车体高频响应以及列车系统振动和传递关系,提高动力学性能的计算精度,为车辆系统设计提供参考.

随着仿真技术的提高,目前国内外对车辆结构弹性振动研究主要是采用多体动力学和有限元相结合的方法.通过将有限元车体模型导入到多体动力学车辆模型中,Carlbon (2000)使用仿真和实车测量对比的方法研究了车体的弹性对乘坐舒适性和车辆振动的影响.他提出了模态参与因子、模式贡献因子、响应谱和舒适性滤波等 4 种方法来选择对乘坐舒适性影响最大的车体弹性模态,来减少模型计算量,提高计算效率. Diana 等 (2002)考虑车体的弹性对乘坐舒适性的影响.他提出采用模态叠加法的方法来计算车体和转向架的振动响应.仿真中使用 0~50 Hz 范围内 33 阶车体弹性模态,包括车体弯曲、扭转等全局模态以及顶板、底板、侧墙振动等局部模态,数值模拟和实验研究的结果比较表明,对车体振动影响最大的是车体的第一阶弯曲模态. 郭平波等 (2005)动力学仿真模型中考虑车体的垂向、横向和扭转 3 个振型的前一阶整体模态,分析了车体弹性振动对运行平稳性的影响.结果表明,车体模态对列车平稳性影

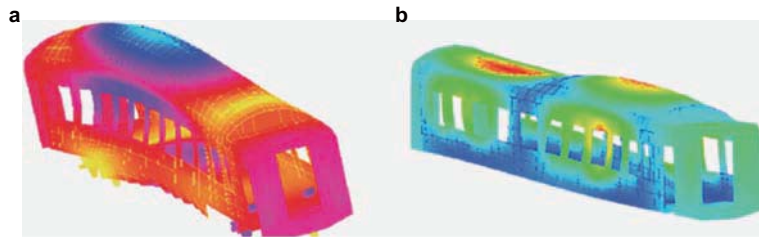


图 5.9

列车车体弹性振型. (a) 一阶垂弯 11.3Hz, (b) 二阶垂弯 12.4 Hz

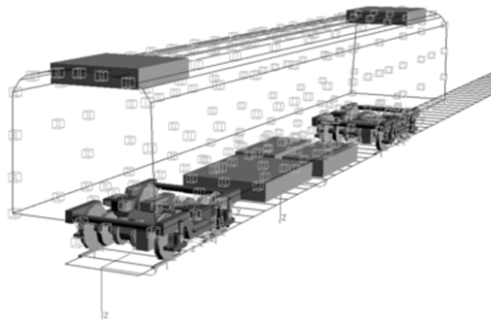


图 5.10

列车刚柔耦合动力学模型

响较大,且运行速度越高影响越大. Tomioka 等 (2003) 根据实车模态试验提出了一种新的三维弹性车体模型. 他将车体看作一系列板和梁连接起来的箱体,不同组件铰接之间由弹簧连接. 车体底板和顶板简化为弹性板,左右侧墙简化为一系列弹性梁,前后侧墙简化为刚性板. 该方法比全弹性列车系统模型的自由度少得多,但是却可以模拟复杂三维车体振动. Suzuki 等 (1997) 将车体模拟为部分多层梁,研究了由于轨道不平顺引起的车体振动和乘坐舒适性问题,提出了降低车体垂弯振动并增强乘坐舒适性的方法. Young 等 (2003) 采用有限长的 Timoshenko 梁模拟弹性车体和枕木,使用无限长 Timoshenko 梁模拟离散支撑的轨道,使用有限元方法离散车轨耦合系统,研究不同刚度不同速度的车体在较差线路系统中的振动响应问题. 佟维 (焦帅 2008) 建立全弹性列车系统模型,分析周期激励对列车响应的影响. 如图 5.9 给出了他的列车弹性模态.

Stribersky 等 (2002) 采用多体动力学软件 SIMPACK 和有限元结合的方法建立了考虑车体弹性振动的列车刚柔耦合动力学模型,如图 5.10,并与试验的结果进行对比验证这种建模方法的准确性,分析车辆振动对乘坐舒适性的影响.

Cheli 等 (2011) 采用多体动力学软件 ADTreS 和有限元软件结合的方法建立含有弹性车体的列车刚柔耦合动力学仿真模型,研究轨道不平顺下弹性车体的振动响应.

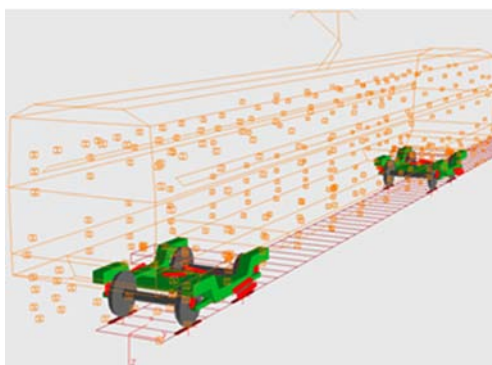


图 5.11

### 高速列车刚柔耦合动力学模型

仿真中考虑  $0\sim 25\text{Hz}$  范围内 33 个车体弹性模态, 包括车体弯曲、扭转等全局模态以及顶板/底板/侧墙振动等局部模态. 计算得到的数值结果与实车测试结果进行对比. 结果表明数值模型能够精确地模拟真实车辆在不同速度下的振动响应. 吴会超 (2012) 采用多体动力学软件 SIMPACK 和有限元结合的方法建立考虑车体和转向架结构弹性的列车刚柔耦合动力学模型, 从刚柔耦合系统动力学出发研究车下设备对车辆动力学性能的影响. 仿真计算与线路试验、滚动振动试验的结果进行对比检验. 结果表明, 基于弹性车体和弹性构架的刚柔耦合动力学模型仿真计算得到的车体垂向振动特性均能与线路试验、滚动振动试验的结果取得较好的一致性. 缪炳荣 (缪炳荣 2006; 缪炳荣等 2006, 2007) 采用多体动力学 SIMPACK 与有限元混合法对机车车体结构进行疲劳寿命仿真研究. 这种方法可以在车体结构的不同设计阶段, 特别是物理样机生产和试验之前, 从整车系统的动态特性角度深入研究车体的结构疲劳问题, 为最终解决车体结构疲劳寿命问题提供了一种较为系统的研究方法.

张营营 (2014) 采用多体动力学软件 SIMPACK 和有限元 ANSYS 相结合的方法, 建立考虑车体弹性的刚柔耦合的车辆动力学模型如图 5.11. 研究高速列车在不同运行速度下由轨道几何以及动态不平顺引起的车体振动, 分析弹性车体的振动响应随运行速度的变化特征. 运行速度提高时, 轮轨激励频率提高, 车体振动响应频率也逐渐由低频过渡到高频. 当某一波长对应的激励频率接近车辆系统某一固有振型的固有频率时, 车辆系统将发生共振现象. 图 5.12 为不同速度级下前转向架处车体底板振动加速度功率谱密度.

多柔体系统动力学 (FMBS) 将多体系统动力学 (MBS) 和弹性体有限元方法 (FEM) 的结合. 目前已有多种计算方法来求解多柔体系统动力系方程. 但是, 有限元方法使得系统自由度急剧增大, 不容易得出有效的动力学分析结果. 人们使用模态缩减方法 (Fehr et al. 2010, Yoo et al. 1986) 来克服这个困难并可以保证足够的精度. 另外, 根据

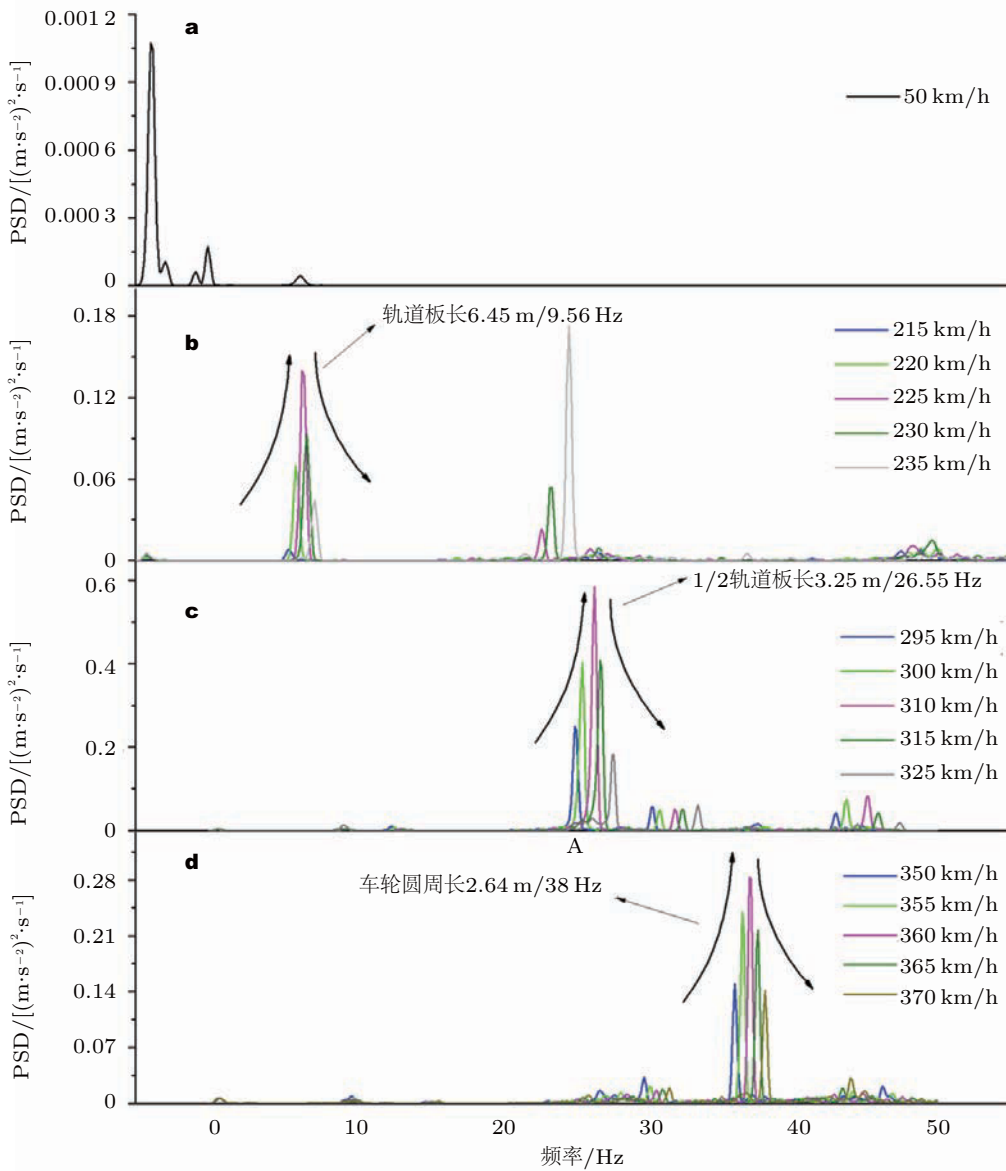


图 5.12

车体垂向振动加速度功率谱密度随速度的变化特征

研究问题的不同, 可以通过模态选择方法选取合适的模态, 这样可以避免因模态数过多而引起计算困难.

商业软件 ADAMS-RAIL 和 SIMPACK 可以方便地使用刚柔耦合模型模拟列车系统动力学响应. 在有限元分析中复杂弹性结构的运动可以通过大量的节点坐标描述, 弹性体的变形通过相对较少的模态坐标进行表示. ADAMS (李军 2002, 李增刚 2009)

中的弹性体可以用模态中性文件来表示, 利用有限元分析将部件离散为细小的网格, 在进行模态计算, 最后将模态保存为模态中性文件 (Modal Neutral File), 直接读取到 ADAMS 中建立柔性体. 在 SIMPACK 中建立柔性体模型 (Eichberger et al. 2007, 包学海等 2009, 李笑等 2010, 缪炳荣 2006), 首先建立完整的多刚体动力学模型, 然后用弹性体取代要考虑结构弹性的部件. 将有限元模型的弹性体特性输入到运动方程, 形成弹性体数据的标准输入数据文件 (SID 文件). SID 文件可以通过接口程序 FEMBS 的 FEM 模块写入, 同时将弹性数据整理成 SIMPACK 可读格式. 为了节省弹性多体数值计算的仿真时间, 必须建立弹性车体的缩减形式, 因此, 采用子结构法 (韩署东 2003, 王永岩 1999, 殷学纲 1991) 首先对有限元模型自由度进行缩减 (如静态缩减、Guyan 缩减、Ritz 缩减和子模态合成技术等), 提取主自由度模态分析结果用来生成弹性体替换动力学模型中的刚性部件.

随着多柔体动力学的发展, 列车系统刚柔耦合模型的分析也越来越方便. 考虑轮对弹性、转向架弹性及车体弹性等的列车系统刚柔耦合模型有了较大的发展. 研究人员可以根据问题的不同使用不同的刚柔耦合模型, 分析因结构弹性对列车系统动力学的影响.

### 5.3 蛇行运动稳定性

#### 5.3.1 铁路车辆蛇行运动稳定性的分析模型

铁路车辆在平直钢轨上运行时, 轮对横摆和摇头自由度耦合的运动称为蛇行运动. 轮对蛇行运动引起转向架的横向运动称为二次蛇行, 引起车体的横向运动称为一次蛇行 (王福天 1994). 铁路车辆的蛇行运动是一种自激振动. 在对铁路车辆蛇行运动进行稳定性分析时, 常见做法是将车辆模型化为由轮对、构架、车体组成的多刚体系统.

随着铁路车辆运行速度提高和研究的深入发展 (尤其是对于高速列车), 减振器橡胶节点自由度的作用显现出来, 特别是二系抗蛇行减振器的节点刚度对车辆临界速度有一定影响 (Cui et al. 2012, 曾京等 2008). 因此, 还需考虑减振器橡胶节点的 6 个自由度, 即: 抗蛇行减振器橡胶节点 (4 个) 和二系横向减振器橡胶节点 (2 个) 自由度.

铁路车辆蛇行运动稳定性分析可大体上分为线性稳定性和非线性稳定性分析两类. 通过对车辆运动方程进行特征值问题分析, 可得到线性临界速度和其他相关线性稳定性特性 (如参数变化规律等); 通过采用解析或数值模拟等方法对非线性运动方程进行分析, 可得到铁路车辆的非线性临界速度、分岔图、极限环等非线性动力响应特性.

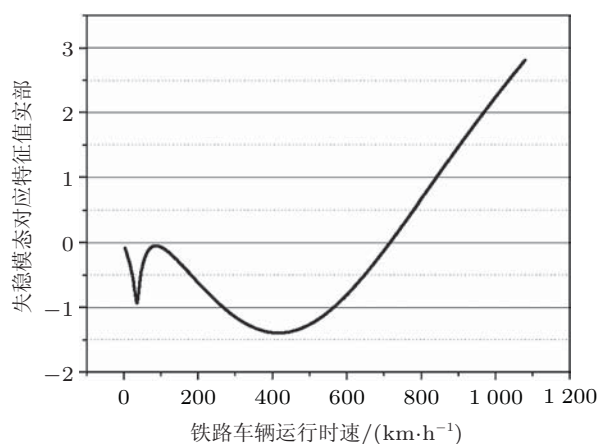


图 5.13

失稳模态特征根实部

### 5.3.2 铁路车辆蛇行运动线性稳定性

由于多种因素的复杂作用, 铁路车辆蛇行运动有较强的非线性特性; 而线性稳定性分析不仅是非线性研究的基础, 其本身也会给出车辆系统最基本的稳定特征. 对于在直线轨道上运行的铁路车辆来说, 线性临界速度是表征车辆在理想平直轨道上保持直线运动能力的一种固有参量, 其大小反映了车辆系统沿直线稳定运动能力的强弱, 是衡量车辆系统动力性能的基本指标之一. 为获得车辆的线性临界速度及相关参数变化规律, 学者们将车辆系统动力方程线性化, 在平衡位置进行特征值分析, 从而求得蛇行运动线性稳定性解. 线性化车辆动力系统可表示为 (Iwnicki 2006, 任尊松 2007, 张卫华 2006)

$$\dot{\mathbf{X}} = \mathbf{A}\mathbf{X}, \quad \mathbf{A} = [\partial f_i / \partial x_j]_{\mathbf{x}=\mathbf{x}_0}, \quad i, j = 1, 2, \dots \quad (5.1)$$

其中,  $\mathbf{X}$  是车辆系统的位移和速度,  $\mathbf{x}_0$  是平衡位置,  $\mathbf{A}$  为车辆在平衡位置处的雅可比矩阵. 此时, 只需讨论  $\mathbf{A}$  的特征值, 即可得到车辆系统的线性稳定性特性, 求得线性临界速度  $V_{cr}$ . 如图 5.13 所示: 当特征根实部小于 0 时, 铁路列车线性系统为稳定性状态; 当特征根实部等于 0 时, 为临界状态, 此时的速度即为铁路列车线性临界速度; 当特征根实部大于 0 时, 列车为不稳定状态.

上述方法是研究线性振动系统最常规的分析方法之一. 曾京等 (Zeng 2001, 曾京, 徐涛 1994, 刘宏友等 2005) 在研究客车系统非线性横向稳定性的分岔方法时, 通过求解常微分方程一次近似方程的雅可比矩阵特征值来确定系统的线性临界速度. Kim 等 (2010, 2011) 运用类似方法研究了列车的线性稳定性特性. Ahmed 和 Sankar (Ahmed et al. 1987, Waak et al. 1987) 求解了具有弹塑性阻尼的转向架的线性临界速度. He

和 McPhee (He et al. 2002) 使用连续二次规划计算线性临界速度, 采用两种遗传算法和单纯型算法对线性临界速度进行优化并对比了优化结果. Wang 和 Liao (Wang et al. 2010) 研究的是使用了机械机构的悬挂对列车横向稳定性的好处; 他们首先建立了一个 12 自由度的列车模型并与 AutoSim<sup>TM</sup> 结果进行了对比, 然后采用机械机构来增加线性临界速度, 并又将模型扩展到 16 自由度展示以上结果, 证明该机构确实能改善列车横向稳定性. Cheng 和 Hsu (Cheng 2012) 将一种非线性蠕滑模型应用到曲线通过运动方程中, 在平衡位置处进行了线性化, 分别采用 27 自由度和 14 自由度模型分析悬挂参数对曲线轨道上蛇行临界速度影响; 结果显示, 14 自由度模型临界速度会高于 27 自由度模型, 采用该蠕滑模型求得线性临界速度会低于线性蠕滑模型情况. Cheng 等 (2012) 采用了一个考虑蠕滑系数随速度变化的非线性蠕滑模型, 研究了 28 个自由度的列车模型, 在平衡位置处线性化后, 计算雅可比矩阵特征值以确定临界速度; 基于此模型分析了悬挂参数对蛇行运动临界速度的影响; 结果显示, 采用新蠕滑模型求得的线性临界速度比传统蠕滑模型情况下的要大. Meisinger (Reinhold 1999) 研究曲线轨道上单轮对运动线性模型, 通过对准静态曲线运行的数值模拟和根轨迹计算, 分析蛇行稳定性和曲线通过能力. Lee 和 Cheng (2005a, 2005b, 2006) 研究了转向架在直线和曲线通过情况下的蛇行运动线性稳定性, 并考察了转向架在曲线通过时, 垂向自由度对蛇行运动线性稳定性的影响; 分析结果表明, 当转向架在曲线通过时, 考虑垂向自由度的蛇行运动线性临界速度要高于不考虑垂向自由度的线性临界速度.

目前在求解铁路车辆线性临界速度方面已经取得了不少卓有成效的研究成果, 但现有工作极少考虑到气动载荷对车辆线性临界速度的影响. 随着高速列车运行速度的提高 (我国的高速列车长期以 300 km/h 以上的时速运行), 作用于高速列车上的气动载荷远超常规列车, 因而有必要探讨气动载荷的影响. 为此, 曾晓辉和赖姜 (曾晓辉等 2013) 建立了考虑气动载荷作用的高速列车线性稳定性分析模型, 并在此基础上研究气动载荷对线性临界速度的影响

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{Y}} + \mathbf{C}(C_L, C_D, C_C, C_{M_x}, C_{M_y}, \mathbf{U}, \mathbf{V})\dot{\mathbf{Y}} + \mathbf{K}(C_L, C_D, C_C, C_{M_x}, C_{M_y}, \mathbf{U}, \mathbf{V})\mathbf{Y} = \mathbf{0} \quad (5.2)$$

其中,  $C_L, C_D, C_C, C_{M_x}, C_{M_y}$  分别是气动升力系数、气动阻力系数、气动横向力系数、倾覆力矩系数和点头力矩系数,  $\mathbf{U}$  是侧风风速;  $\mathbf{V}$  是车辆运行速度;  $\mathbf{M}, \mathbf{C}, \mathbf{K}$  分别为车辆系统惯量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵;  $\mathbf{K}(C_L, C_D, C_C, C_{M_x}, C_{M_y}, \mathbf{U}, \mathbf{V}), \mathbf{C}(C_L, C_D, C_C, C_{M_x}, C_{M_y}, \mathbf{U}, \mathbf{V})$  表示刚度阵和阻尼阵包含气动载荷的影响.

下面以某型高速列车的一个算例来说明考虑气动载荷后, 列车线性临界速度的变化情况. 当高速铁路车辆在横风 (风速为 10.7 m/s) 环境下运行时, 会受到气动升力、阻力、横向力、倾覆力矩和点头力矩等的作用, 其特征根实部如图 5.14 所示. 结果表明, 在此情况下该型高速铁路车辆线性临界速度降低了 25.4%. 对于不同车型, 气动载



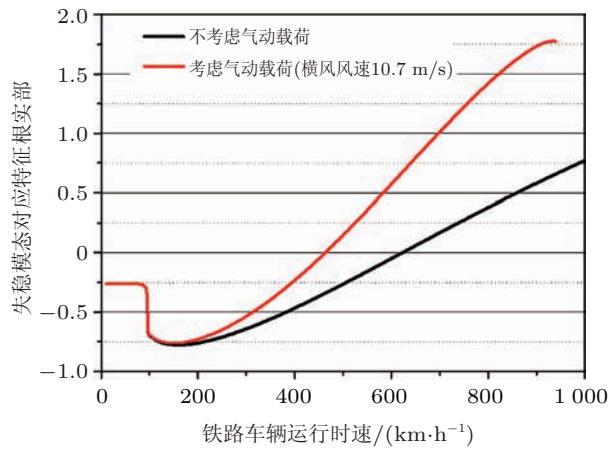


图 5.14

气动载荷作用下, 列车失稳模态特征根实部

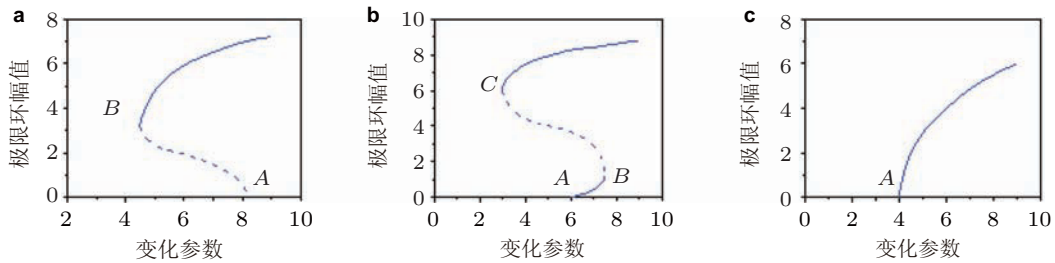


图 5.15

分岔图

荷对临界速度影响的具体数值会有所变化(文献(曾晓辉等 2013)与此处采用的是不同车型, 具体数值也就不同). 但总体上说, 气动载荷对高速列车蛇行运动稳定性的影响比较明显, 在进行高速列车运动稳定性分析时, 建议适当考虑气动载荷.

### 5.3.3 列车蛇行运动非线性稳定性

铁路列车是一个非线性系统, 其中非线性主要包括轮轨接触几何关系非线性、轮轨蠕滑非线性和悬挂参数非线性等. 随着运行速度的提高, 平衡位置解由稳定变为不稳定, 轮对、构架、车体等列车各组成部分将以相同频率、不同振幅和相位做周期运动, 即极限环振动(曾京 1996). 列车非线性振动系统一般会出现如图 5.15 所示的 3 种典型分岔情况(True 1994, 1999, 2006, True 1983). 图 5.15 中横坐标为列车时速, 纵坐标为自由度极限环幅值, 实线表示稳定, 虚线表示不稳定. 图 5.15(a) 中的 B 点, (b) 中的 C 点和 (c) 中的 A 点分别对应于不同分岔情况下, 铁路列车的非线性临界速度.

对于不同参数条件(如轮轨踏面参数、轮轨蠕滑关系和悬挂参数等), 不同车型(客

车、货车等), 不同结构特点 (摆式、非摆式等) 的铁路列车, 其非线性振动系统会呈现出差异明显的分岔特性. 从 20 世纪开始, 国内外的学者们从不同角度, 各有侧重地分别基于单轮对模型、构架模型、单车模型和编组列车模型对铁路列车的非线性稳定性开展了大量研究.

### 5.3.3.1 单轮对非线性稳定性

铁路列车是数目较多自由度相互作用的耦合系统, 其分析和求解过程较为复杂. 为寻求其中最基本的非线性特性, 不少学者采用自由度数目少、且保留轨道对车轮约束作用这一铁路车辆基本特征的单轮对模型进行非线性分析. Hannebrink, Lee, Weinstein 和 Hedrick (1977) 考察了轴重、轨间距和车轮踏面对轮对蛇行运动稳定性的影响. 文中指出轨间距越大, 则轮对横向振幅也越大; 增大轴重可以提高轮对蛇行运动稳定性. Meijaard 和 De Pater (1989) 假设轨道有横向的正弦不平顺, 采用附带轮缘的圆柱形轮对模型进行计算分析, 结果表明, 当轮对以一定速度沿轨道运行时, 如果发生轮缘接触, 可以导致混沌振动. Knudsen, Feldberg, True, Slivsgaard, Rose 等 (Knudsen et al. 1992, 1994) 研究了锥形踏面、线性悬挂、非线性蠕滑关系的单轮对模型; 并在考虑轮缘力作用下, 分析了轮对的非线性振动和混沌特性. Ahmadian 和 Yang (1998b) 在考虑一系非线性阻尼作用下, 分析单轮对 Hopf 分岔和蛇行运动特性, 并指出高速列车的非线性临界速度要低于线性临界速度. Yabuno, Okamoto 和 Aoshima (2002) 运用中心流形理论讨论单轮对蛇行运动的非线性特性, 并指出增大一系横向线性刚度可以提高轮对的非线性稳定性. von Wagner (2009) 详细分析了单轮对的非线性分岔特性, 并指出把轨道不平顺作为外激励可以定量模拟真实列车系统出现极限环的工况. Mohan 和 Ahmadian (2004) 考虑了轮轨形状非线性、摩擦-蠕滑非线性、单点接触和两点接触等非线性因素, 考察了临界速度对一系刚度和阻尼的敏感度, 发展了主动与半主动控制方法, 通过改变一系纵向刚度来提高蛇行运动临界速度; 结果表明, 轮对蛇行运动临界速度对一系横向和纵向刚度最敏感, 主动和半主动控制方法可以较大幅度地提高轮对蛇行运动临界速度.

上述研究表明, 对于单轮对模型, 轮轨关系非线性和轮轨蠕滑关系非线性对非线性稳定性会产生很大的影响. 当考虑轮缘力作用下, 单轮对系统甚至将出现混沌现象.

### 5.3.3.2 转向架非线性稳定性

由于单轮对模型只能考虑轮轨非线性因素, 难以全面考虑悬挂参数非线性以及与构架等其他组件的耦合效应, 因此有许多学者针对转向架模型进行了蛇行运动稳定性研究. 常规转向架主要由 2 个轮对和 1 个构架组成, 构架和轮对之间由一系悬挂连接.

转向架模型与单轮对模型相比, 不只是增加了刚体和自由度数量. 转向架模型不仅能处理构架和轮对之间的耦合, 还可以考虑一系悬挂非线性因素的影响. Wickens (1965) 建立了轮对和构架耦合的转向架模型, 该转向架模型中一系悬挂为线性, 轮对

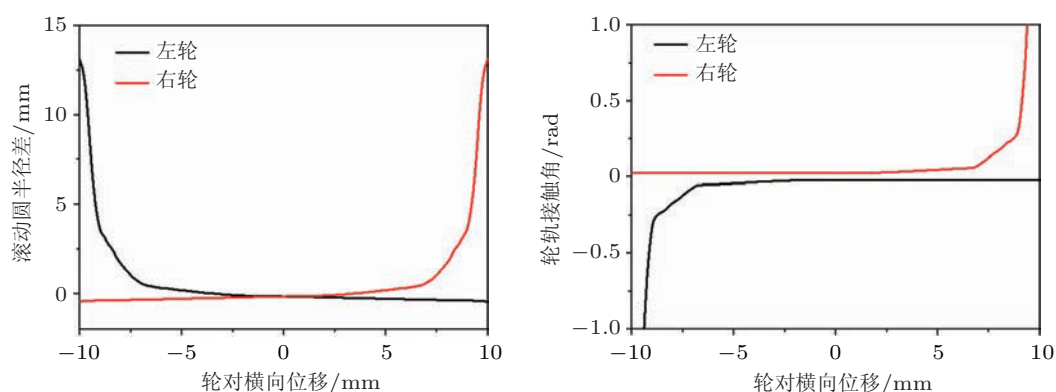


图 5.16

轮轨非线性特性示意图

踏面是非线性踏面,他指出根据不同的悬挂刚度,选取不同的轮对踏面形状有利于提高车辆稳定性. Ahmed 和 Sankar (Waak et al. 1987) 分析了弹塑性阻尼对转向架蛇行运动稳定性的影响,发现弹塑性阻尼可提高转向架的蛇行运动临界速度. 杨翊仁 (1995) 研究了考虑轮缘力作用的转向架模型,并运用等效线性化方法分析转向架的稳定性特性. Ahmadian 和 Yang (1998a) 考虑了非线性摇头阻尼和轮轨接触力,分析转向架的 Hopf 分岔和蛇行运动非线性特性;指出轮缘力是非线性轮轨力中的一个重要因素,而横向刚度可以提高转向架的横向稳定性. 张雪峰,汪宏峰和杨绍普 (张雪峰等 2004) 针对 Cooperrider 转向架模型,分析了转向架的亚临界 Hopf 分岔特性. 胡用生,洪春雷和张济民 (2007) 利用描述函数和基波快速求解非线性条件下货车转向架的蛇行运动极限环. Sedighi 和 Shirazi (2012) 采用等价函数 (equivalent functions) 方法来处理不连续非线性问题,进而计算时间域内的非线性振动;结果表明,该方法可以简化非线性问题的分析过程;该文用平均法来确定极限环振幅,并给出了二维和三维分岔图,展示了悬挂参数 (如横向刚度和阻尼、摇头刚度)、轮对质量、轮对锥度等因素对临界速度的影响. Eom, Kang 和 Lee (2013) 针对小尺寸转向架模型做了理论和实验研究,结果显示,小尺寸脱轨模拟器可以复现轮轨之间相互作用特点,并且可以用于评估运动稳定性.

### 5.3.3.3 铁路车辆非线性稳定性

为更全面准确地分析铁路车辆蛇行运动稳定性特性,可以建立完整的轮对、构架和车体耦合的分析模型. 针对整个车辆进行非线性稳定性研究的学者较多,考虑的因素也较全面. 其中典型的非线性因素有轮轨非线性 (如图 5.16 所示 (金学松等 2004)), 悬挂非线性 (图 5.17 所示 (王福天 1994)) 等;此外,还考虑了刚柔耦合、车辆-轨道-桥梁耦合、多车耦合、曲线通过等因素;并对非线性稳定性分析方法有深入研究. 下面分别介绍.

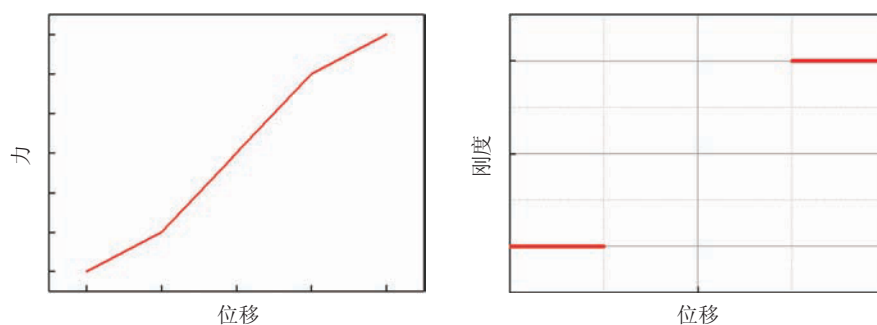


图 5.17

悬挂参数非线性特性示意图

### (1) 轮轨非线性

轮轨非线性是铁路车辆最为主要的非线性因素,不少列车蛇行运动稳定性分析考虑了轮轨非线性. 由于铁路车辆的轮轨踏面具有多种不同形状,学者们针对不同轮轨踏面形状分析了铁路车辆的非线性特性. Tuten, Law 和 Cooperrider (Tuten et al. 1979) 建立了货运铁路车辆模型,他们在考虑轮对左右踏面不一样,以及非对称载荷的情况下,研究列车的横向稳定性. 黄成荣和詹斐生 (1994) 在考虑轮轨接触几何关系非线性的情况下,分析了 27 个自由度三轴转向架六轴机车非线性横向稳定性. 梁树林, 朴明伟, 张祥杰和兆文忠 (2009) 研究了 4 种车轮踏面形状对列车横向稳定性的影响,结果表明 LMA 型车轮踏面可以满足列车时速为 300 km/h~350 km/h 的轮轨技术要求, XP55 型踏面可以满足列车时速 250 km/h~300 km/h 的要求, LM 型踏面会造成轮轨横向力较大, S1002 型踏面会造成轮轨磨耗较为严重.

由于存在车辆运行导致的左右轮磨耗不同,或轮对加工中的误差等因素,轮对左右轮之间会有轮径差. 一些学者针对轮径差与车辆蛇行运动的关系展开了研究. 池茂儒, 张卫华, 曾京, 金学松和朱昊 (2008) 考察轮径差对列车稳定性的影响,并指出尽量减小轮径差可提高列车的稳定性. 张剑, 金学松和孙丽萍等 (2010) 以 CRH5 型动车组车辆为研究对象,分析等效锥度和滚动圆半径差与车辆蛇行运动稳定性的关系,并指出合理的踏面锥度应该与轨底坡相匹配,而过大的轮对滚动圆半径差可能会激发轮对蛇行.

曾京和王勇 (2000) 基于 31 个自由度非线性货车模型,考虑干摩擦力和轮轨力等非线性因素,研究了货车的极限环、准周期解以及混沌运动. Baeza, Carballeira 和 Roda 等 (2006) 研究了带有独立旋转车轮的铰接列车动力学模型,其中还考虑了转弯机构和连接器产生的动力约束;结果表明,这种型式列车的稳定性更好. 高学军, 李映辉和高庆 (2008) 基于 17 个自由度的列车模型,采用线性轮轨蠕滑关系,在考虑轮缘力的情况下,分析了列车运动稳定性特性;文中指出随着车辆运行速度的增加,各个刚体的振动

越来越大并伴有混沌运动状态。

除理论研究以外, 一些学者通过理论和试验相结合的方法来研究铁路车辆的蛇行运动稳定性。其中滚动振动台试验是最常用的试验装置之一。滚动振动台是用轨道轮代替实际线路, 然而轮轮接触滚动与轮轨接触滚动存在一定的差异。因此, 鲜荣, 张卫华和王开文 (2005) 用 Simpack 软件建立了 6 轴机车模型来模拟滚动振动台 6 轴机车试验, 分析轮道轮半径、车轮踏面斜率对蛇行运动稳定性的影响。通过文中模型计算发现轮道轮半径越大, 临界速度越大; 车轮踏面斜率越小, 临界速度越大。林建辉, 陈建政和高燕 (2003) 研究了考虑轮轨接触几何关系非线性和蠕滑非线性的模型, 计算了曲线轨道上的线性临界速度和直线轨道上的极限环幅值, 并将极限环的幅值与滚动振动台实验测得结果进行了对比。

## (2) 悬挂非线性

悬挂参数会直接影响铁路车辆的运动稳定性, 而许多车辆悬挂的非线性特性很明显, 因此有不少学者深入研究了具有非线性悬挂车辆系统的稳定性。Stichel (2002) 采用两轴货车模型, 讨论在摩擦阻尼等非线性参数作用下的极限环特性和混沌运动, 并指出混沌运动会极限环幅值产生一定的影响。池茂儒, 张卫华, 曾京, 戴焕云和邬平波 (池茂儒等 2007) 分析了一、二系悬挂参数对高速客车动力学性能的影响, 并指出通过合理匹配一系纵、横向刚度和二系抗蛇行减振器阻尼可得到较高临界速度。Younesian, Jafari 和 Serajian (2011) 计算了线性与非线性临界速度, 研究了悬挂横向间隙、阻尼大小、轮对半径、构架质量、横向刚度以及轨道间距对线性与非线性临界速度的影响, 结果表明, 悬挂参数之间以及悬挂参数与列车其他参数之间的合理匹配能够提高列车的横向稳定性。何皋和陈清 (2012) 用多体动力学软件建立时速为 250km/h 的高速列车动力学模型, 研究了不同悬挂参数对改善机车横向稳定性的影响。周业明, 马利军, 姚远和张红军 (2012) 建立了具有摇枕转向架的车辆模型, 并分析轮对水平定位刚度、旁承摩擦因素以及牵引杆纵向刚度对车辆稳定性的影响, 分析表明三者中任一参数的变化都会影响到整车的横向稳定性。

不同车型的悬挂结构并不完全一样, 有些列车悬挂结构中具有间隙, 这些间隙也会对列车的蛇行运动稳定性造成影响。Hirotsu, Terada, Hiraishi 和 Yui (1991a) 采用四轴、两构架和一车体的铁路车辆模型进行研究, 主要考虑列车悬挂结构中间隙引起的非线性因素和轮轨粘着系数对列车蛇行运动的影响, 研究发现悬挂结构中的间隙会降低列车的非线性临界速度。王珏和李治 (2005) 对有轴向自由间隙的机车进行了非线性动力学仿真计算, 分析结果表明有轴向自由间隙的机车稳定性大幅降低。

由于悬挂参数对铁路车辆临界速度的影响比较明显, 因此为提高列车的运行速度, 一些学者提出利用半主动控制的悬挂结构来改善列车的横向稳定性。Abood 和 Khan (Karim et al. 2010) 运用半主动悬挂控制一系纵向刚度来提高列车蛇行运动稳定性。

Alonso, Giménez 和 Gomez (Alonso et al. 2011) 考虑二轴货车的非线性模型, 非线性因素包括摩擦-蠕滑非线性、构架和枕梁之间的库伦摩擦、轮轨接触几何非线性, 考察了临界速度对一系和二系悬挂的敏感度; 通过发展半主动控制方法改变一系纵向刚度来提高蛇行运动临界速度. 随着对悬挂结构研究的深入, 一些学者发现减振器的安装刚度对列车的横向稳定性有较大的影响. 马卫华, 王自力和罗世辉 (马卫华等 2005) 运用 Simpack 软件建立列车模型, 考察减振器安装刚度对横向稳定性的影响, 并针对不同减振器和不同运行工况提出了相应的建议. Cui, Li, Jin 和 Ding (2012) 针对一些学者对减震器串联刚度的忽视, 建立了考虑减震器串联刚度的 Ruzicka 模型, 利用动力学模型研究主要悬挂参数对临界速度的影响.

在轮轨非线性和悬挂非线性共同影响下, 铁路车辆的非线性特性会发生变化. 因此, 一些学者建立了同时考虑轮轨和悬挂非线性的车辆模型进行了研究. Froment, Aubry 和 Castel (1998) 在考虑悬挂非线性、轮轨蠕滑非线性和轮轨接触几何关系非线性等因素的情况下, 研究了铁路车辆的非线性分岔特性.

### (3) 曲线通过

受各种客观条件的限制, 铁道线路不会全是直线段, 而往往包含许多段曲线线路. 曲线通过时铁路车辆具有一些有别于直线段的非线性特性, 因此有学者针对铁路车辆曲线通过时的蛇行运动稳定性进行了研究.

列车的曲线通过能力和稳定性能力是一组矛盾, 为了解决曲线通过和横向稳定性之间的冲突问题, Dukkipati 和 Narayana (2001b) 通过修改转向架的设计来提高列车在曲线轨道上的行驶能力与运动稳定性之间的兼容性, 修改后的设计主要有向心型转向架、前后不对称悬挂、不对称轮对 (后侧轮对的 2 个车轮独立旋转); 他们建立了考虑一系弯曲刚度的转向架线性模型 (通过弯曲刚度, 一轮对摇头可以作用于另外一轮对的摇头), 前后不对称悬挂设计在一系弯曲刚度最小时, 得到可以接受的设计速度; 另外, 这种设计可以减小曲线上磨损指数与轮轨侧向力与垂向力之比, 总的来说, 带摇头阻尼的不对称悬挂设计列车总体性能可能会更好. Dukkipati 和 Narayana (2001a) 又基于以上几种设计, 通过考察悬挂与轮对踏面锥度对临界速度、攻角和轮缘磨损的影响来评估这种设计的折中效果. 对于铁路车辆在曲线轨道上的非线性稳定性, Zboinski 和 Dusza 进行了深入研究, 通过一系列文章展示了研究成果. Zboinski 和 Dusza (2006) 采用数值模拟方法绘制列车曲线与直线运行分岔图, 分析悬挂参数、轮轨形状以及轮轨磨损等的影响; 还采用曲线半径作为分岔参数绘制分岔图, 采用延伸方法分析曲线轨道上的稳定解; 结果显示, 轮轨磨损可以强烈地改变列车稳定性特性. 他们 (Zboinski et al. 2008) 还研究了 4 种轨道坡度和 4 种方法确定的名义滚动圆半径对列车曲线与直线轨道上稳定性能的影响, 他们指出轨道坡度和名义滚动圆半径对二轴货车模型的直线和曲线稳定性影响很大, 4 种名义滚动圆半径描述产生的横移最大值和峰-峰值

有非常大的区别, 临界速度依赖于名义滚动圆半径的选取. Zboinski 和 Dusza (2010) 还阐述了列车自激振动问题的起因以及曲线与直线轨道上的相似性, 计算了 2 种轮轨形状组合, 并对比了结果; 验证了文中方法在圆曲线轨道上的适应性与可靠性. 之后, 他们 (Zboinski et al. 2011) 研究了列车在曲线通过时线性和非线性临界速度的精确计算、不稳定性周期解等问题.

还有学者提出了一些特殊模型来分析铁路车辆的曲线通过稳定性. Durali 和 Bahabadi (2004) 建立了 43 个自由度的非线性列车模型 (该模型比常规模型多考虑了 2 个枕梁的 12 个自由度, 构架和车体考虑扭转弹性模态), 并基于该模型分析了列车曲线通过时的稳定性特性. Sugiyama, Matsumura, Suda 和 Ezaki (2011) 建立轮对的左右轮独立转动的铁路车辆模型来分析列车的稳定性, 文中指出这种结构形式有利于轻型火车在小半径曲线通过. Lee 和 Cheng (2008) 建立了一种新模型 (该模型考虑构架的运动不受边界约束), 并运用该模型分析铁路车辆曲线通过时的稳定性, 对比了线性和非线性蠕滑关系下临界速度与悬挂参数的关系.

#### (4) 耦合模型

在铁路车辆的稳定性分析中, 轮对、构架和车体的相互作用是最经常被考虑的耦合因素. 此外, 为更真实地模拟铁路车辆在轨道上的运行, 一些学者还考虑了车辆与轨道、桥梁的相互作用, 建立了车辆与轨道 (桥梁) 耦合的分析模型 (翟婉明 2007). Zhai 和 Wang (2010) 提出一种考虑弹性轨道与车辆耦合的模型, 并运用这种模型分析车辆横向稳定性, 发现轨道的振动对列车横向稳定性影响较大. 向俊和曾庆元 (向俊等 2011) 提出了列车-轨道 (桥梁) 时变系统横向稳定性与失稳临界速度分析方法, 建立了系统横向振动稳定性评判准则. Gialleonardo, Braghin 和 Bruni (2012) 分析了轨道模型 (刚性模型、组合模型、有限元模型) 的选择对分岔图的影响, 结果表明, 非线性临界速度的大小与轨道模型密切相关, 采用详细有限元模型计算的结果与实际列车运行时的测量结果吻合更好. 曾庆元, 周智辉和赫丹等 (2012) 提出列车-轨道 (桥梁) 系统横向稳定性分析的能量增量判别准则, 并根据该准则分析了高速铁路在无砟轨道上的临界速度和极限车速.

还有一些学者在研究轮对、构架和车体的耦合问题时, 将某部分组件作为弹性体建立了刚柔耦合分析模型. 万鹏, 翟婉明和王开云 (2008) 用 Simpack 建立多体模型, 考虑轮对为弹性体时列车的稳定性, 文中指出轮对弹性会使列车临界速度有所降低, 但幅度不大.

#### (5) 列车非线性稳定性分析方法

铁路车辆是一个复杂的非线性系统, 为了更为准确、快速地求解高速列车非线性临界速度以及列车系统动力学响应, 一些学者对高速列车非线性系统求解方法进行了研究. 曾京和郭平波 (1994) 提出一种沿积分曲线下降的方法, 根据系统的稳态方程来

合理构造一组具有渐进稳定解的常微分方程. 曾京 (1996) 深入研究了非线性车辆系统蛇行运动的 Hopf 分岔及极限环数值计算方法. 张卫华和沈志云 (1996) 通过研究点映射的不动点稳定性, 分析车辆非线性系统的周期运动稳定性. 邬平波和曾京 (2000) 提出将车辆运行速度作为慢变参数, 来求解列车的线性和非线性临界速度, 该方法可以对机车车辆滚动振动试验台试验起到指导作用. 朴明伟等 (2008) 提出一种基于轮轨匹配的横向稳定性分析新方法. Polach 和 Kaiser (2012) 用 2 种方法分析了铁路客车模型: 路径跟踪方法和 brute-force 方法, 这 2 种方法的结果对比良好; 研究发现, 基于周期运动直接计算的路径跟踪方法可以应用于复杂的多体动力学模型, 由于路径跟踪用于拟周期运动的局限性 (这种拟周期运动在 2 个构架通过车体耦合时就会出现), 需要使用 brute-force 方法, 这种方法精度稍低, 但满足工程需要, 还能对不稳定吸引域进行估计. Dong, Zeng 和 Xie 等建立了半节车厢和构架的动力学模型, 对 CRH2 和 CRH3 的分岔图进行了研究, 这 2 种车型都有亚临界分岔和超临界分岔. Huang, Zeng 和 Liang (2013) 采用数值方法和现场试验研究了普通高速客车的车体低频蛇行运动问题; 研究发现: 不稳定车体蛇行运动会恶化乘客的舒适感, 但是对列车的运行安全几乎没有影响; 车体的摇头运动模态对车体的蛇行运动有很强影响; 二系横向刚度过大、摇头阻尼器等效刚度和阻尼过大、等效锥度过小以及二系横向阻尼过大过小都会导致车身蛇行失稳. True (2013) 区分了通过数值方法求解列车临界速度的正确方法与错误方法, 并指出寻找理论临界速度的安全方法是路径跟踪方法.

#### (6) 列车系统非线性稳定性

实际运营的高速列车并不是单独一节车, 而是由多辆动车和拖车编组而成列车系统. 车与车之间由车钩和车间减振器连接, 如图 5.18 所示. 一些学者也对列车系统的稳定性进行了研究. Zeng 和 Wu (2004) 建立了多编组列车模型, 考虑悬挂和轮轨非线性, 求解列车在不同半径曲线线路上的临界速度. 刘宏友和曾京 (2004) 考察了车间连接刚度和阻尼对多编组列车系统蛇行运动非线性特性的影响, 文中指出列车系统的蛇行运动临界速度要稍微低于单车系统; 若车间连接刚度增大, 列车系统临界速度会降低, 而若车间临界阻尼增大, 则列车系统临界速度增大. 罗仁和曾京 (2008) 针对 3 种编组列车系统求解非线性特性, 并与单列车进行对比, 通过仿真计算发现编组列车系统与单列车临界速度差别很小; 无论在直线还是曲线上, 列车系统的临界速度均可以通过单列车模型求解得到.

### 5.4 乘坐舒适性

乘坐舒适度是评估铁路车辆性能的主要特征之一, 是人的一种主观感受. 在旅客列车环境中, 铁路车辆的乘坐舒适性受到振动, 噪音, 气味, 温度, 湿度, 气压变化、空气质量、视觉刺激和座椅设计等许多因素的影响 (马晓彬 2011). 诸多因素中, 车体振



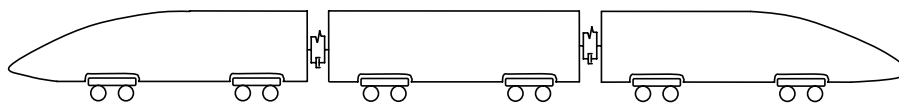


图 5.18

3 辆编组列车示意图

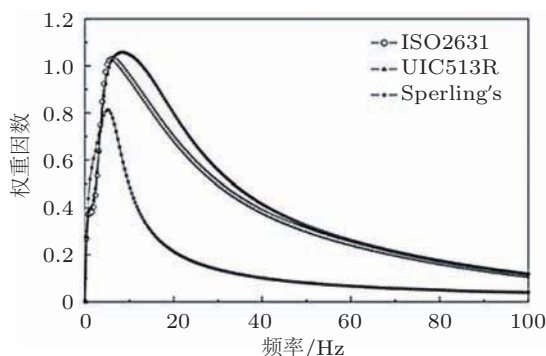


图 5.19

计算垂向舒适性指标的频域加权函数

动被认为是影响乘坐舒适性的主要原因。其他因素对乘坐舒适性也有影响，但是很难去建立一个综合的体系去评价。Suzuki (1998) 试图考虑噪声、照明、座位布置等非振动因素，结合车体的振动来评价铁路车辆的乘坐舒适度。但是，由于需要的大量的实验数据，成本较高，因此很难成为评价包含各种因素在内的乘坐舒适性标准。鉴于此，采用车体振动来评估乘坐舒适性是一个有效、通用的方法。振动可以通过位移，速度和加速度来表示。这些物理量中，加速度被普遍的用来量化人体的乘坐舒适性。

旅客乘坐舒适性因人而异，因此需要一个统一的标准来评价。国际上常用的标准为 ISO2631、UIC513R 以及 Sperling 指标 (Kim et al. 2003)。图 5.19 和图 5.20 为垂向和横向舒适性指标与频率以及加速度之间的关系。人体对加速度的敏感随频率而变化，在统计中，通常舒适性指标采用加速度的加权均方根值来表征。不同指标计算方法只是加权方法不同。

在高速列车运营中，轻量化设计的车体会降低车体结构的刚度，容易引起车体的弹性振动。而车体弹性振动的低阶模态的频率分布在 8~14 Hz，与乘客乘坐舒适度的敏感频率区域相邻，易引起乘坐品质的恶化。Carlbom (2000) 结合多体动力学和有限元方法模拟车体的弹性振动，介绍了 4 种弹性模态选择的准则，其中一个重要的准则是选择 ISO2631 标准舒适性滤波频率范围内所有车体弹性振动固有模态。Tomioka 等 (2010) 研究发现，日本新干线高速列车第 1 阶弯曲振动模态的频率是 8.5 Hz，会使乘

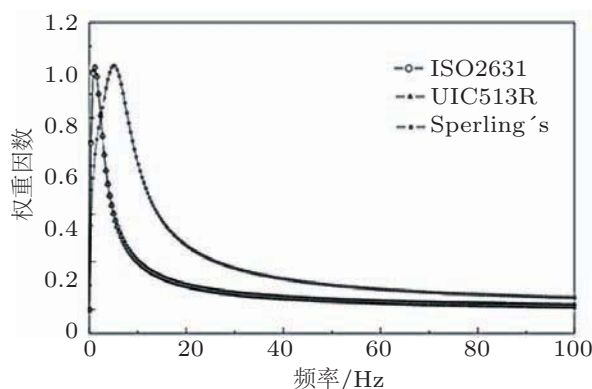


图 5.20

计算横向舒适性指标的频域加权函数

坐舒适性降低. 黄彩虹 (2012) 探讨了固有频率是 10 Hz 的车体第 1 阶弯曲振动模态对乘坐舒适性的影响. Suzuki (1997) 将车体简化为弹性支撑梁, 研究车体弯曲模态对乘坐舒适性的影响. 以上研究都表明车体第 1 阶弯曲模态是影响乘坐舒适性最重要的因素.

张营营 (2014) 采用多体动力学和有限元相结合的方法, 分析轨道不平顺作用下车体弹性振动响应, 获得了衡量旅客乘坐舒适性的 Sperling 评价指标随运行速度下的变化规律. 图 5.21 表示各个速度级下平稳性仿真与试验对比. 垂向平稳性先随速度增长之后趋于稳定. 车体本身的弹性振动对车辆运行品质有直接影响, 其中影响最大的是车体一阶垂向弯曲振动模态. 车辆运行速度为 225 km/h 时, 车体一阶垂向弯曲弹性振动模态与轨道板长所产生激励发生共振, 此时车体平稳性指标达最大值, 舒适性最差.

## 5.5 车辆特性对系统动力学性能的影响

### 5.5.1 结构弹性对列车系统动力学特性的影响

车体结构弹性对列车系统的运行品质, 振动响应以及横向稳定性都有很大的影响. 车体高阶模态振动影响列车系统响应及结构疲劳特性. Carlbom (2000) 在他的论文中提出了模态参与因子、模式贡献因子、响应谱和舒适性滤波等 4 种方法来选择车体弹性模态, 来减少模型计算量, 提高计算效率. 其中舒适性滤波方法是根据 ISO2631 标准规定的人体舒适性指标来确定模态. 他的研究表明在考察列车运行时人体舒适性及列车垂向振动时有必要考虑车体弹性. Tomioka 和 Takigami (2010) 发现车体一阶垂弯模态 (8.5 Hz) 对人体舒适性影响较大. 邢云林 (2014) 等使用改进的增量谐波平衡法, 考虑含车体弹性的刚柔耦合车辆动力学模型, 研究发现随着运行速度的提高, 当轨道激励频率接近列车高阶垂弯模态时, 使得列车发生共振, 动力学响应增大. Zhou

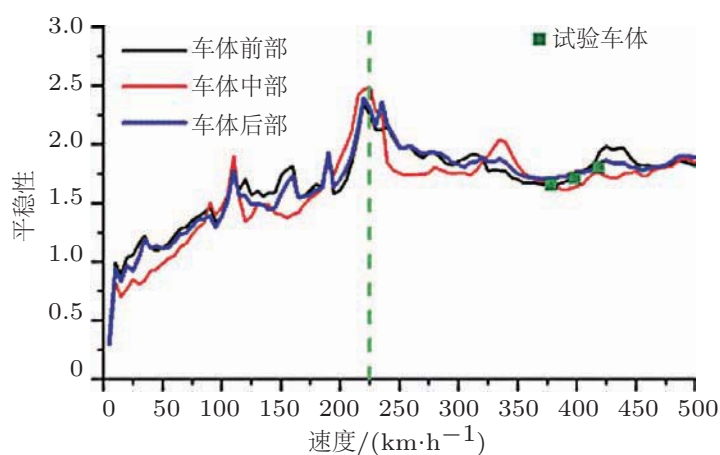


图 5.21

车体平稳性指标与运行速度的关系

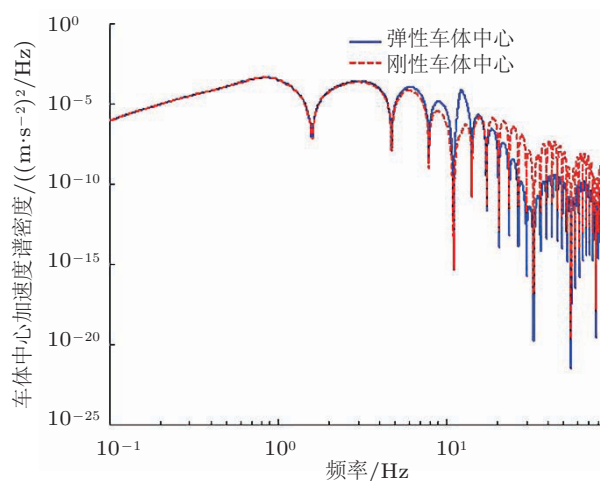


图 5.22

车体中部加速度谱图

(Zhou et al. 2009, 周劲松等 2009) 将车体考虑为一根支撑在 2 个转向架上的自由梁, 结果表明车体一阶垂弯模态对列车运行品质及振动响应的影响最大, 如图 5.22 和图 5.23. 车体一阶垂弯频率在 6.5 Hz 附近时, 列车运行品质最差. 当一阶垂弯频率大于 10 Hz 时, 多柔体模型的结果和刚体模型结果基本一致, 列车运行品质较好. Tomioka 等 (2011) 利用多柔体模型分析了乘客对列车振动响应的影响, 他们发现乘客的存在相当于在车体上增加了阻尼, 进而减小车体振动.

针对轮对和转向架弹性对列车稳定性及列车响应的影响分析, Kaiser 和 Popp (2003) 建立了弹性轮对和弹性转向架模型, 分析它们对列车横向稳定性的影响. 他们发现弹

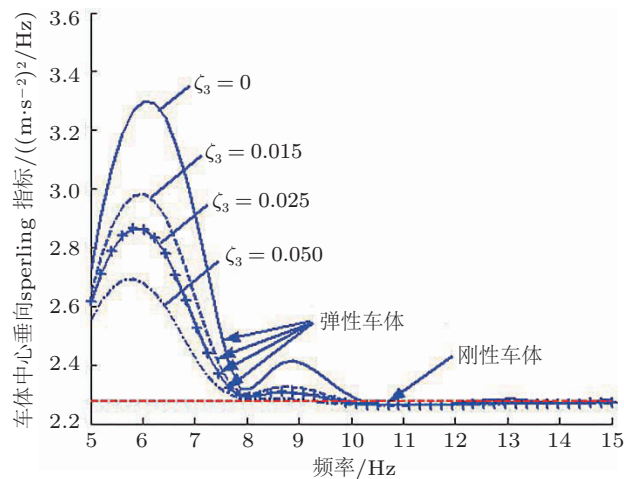


图 5.23

车体一阶垂弯频率对列车运行品质的影响

性轮对的垂弯模态对列车横向位移影响较大, 相比于刚体模型, 弹性轮对计算的临界速度较小. Arnold 等 (2006) 和万鹏等 (2008) 分析了轮对弹性对车辆横向运动稳定性的影响, 当车辆运行速度低于临界速度时, 弹性轮对比刚性轮对的横向振动衰减慢, 且具有更大振幅. 他们同样得出由于垂弯模态的影响, 弹性轮对模型比刚性轮对模型得出的列车临界速度低. Kaiser 等 (2003) 分析了刚体轮对和选取不同阶数的弹性体轮对对转向架传递函数的影响, 如图 5.24. 在低频段 ( $< 50$  Hz), 弹性轮对和刚性轮对的传递函数一致, 因此低频段可以使用刚性轮对. 中高频段 ( $50 \sim 1000$  Hz), 刚性轮对的传递函数与弹性轮对相差巨大. 中频段 ( $50 \sim 500$  Hz), 使用 4 阶垂弯模态即可满足精度要求. 在考虑高频段 ( $> 500$  Hz) 的振动响应时, 需要选取更多的轮对垂弯模态.

任尊松 (任尊松, 孙守光, 李强, 等 2004, 任尊松, 孙守光, 刘志明 2004), 包学海 (包学海 2009, 包学海等 2010, 陈哲明等 2012) 等分析了弹性转向架的结构振动特性及其对车体、轮对等部件振动响应的影响. 通过仿真计算表明, 弹性转向架振动加速度幅值及其振动频率范围都高于刚性转向架, 在高速工况下, 横向与垂向平稳性指标明显高于刚性转向架时的动力学指标. 如图 5.25 给出了转向架加速度响应频谱图, 可以看出, 低频段刚性转向架和弹性转向架的差别不大, 但是在中高频段, 弹性转向架的振动响应明显增大.

翟婉明等 (2010) 建立了刚性车辆、弹性轨道耦合的系统动力学模型, 他们的结果显示刚体模型计算的临界速度比多柔体模型结果大  $5\% \sim 10\%$ . Gialleonardo 等 (2012) 分析了刚性轨道模型、半弹性轨道模型以及三维有限元轨道模型的区别. 如图 5.26. 刚体轨道模型计算得出的临界速度比有限元轨道模型的临界速度大  $10\%$  以上. 在图

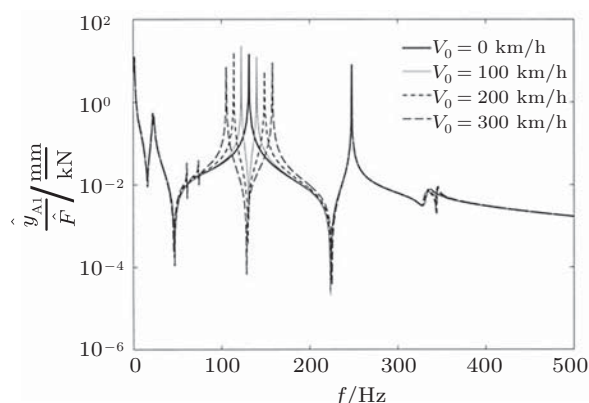


图 5.24

轮对至转向架的传递函数

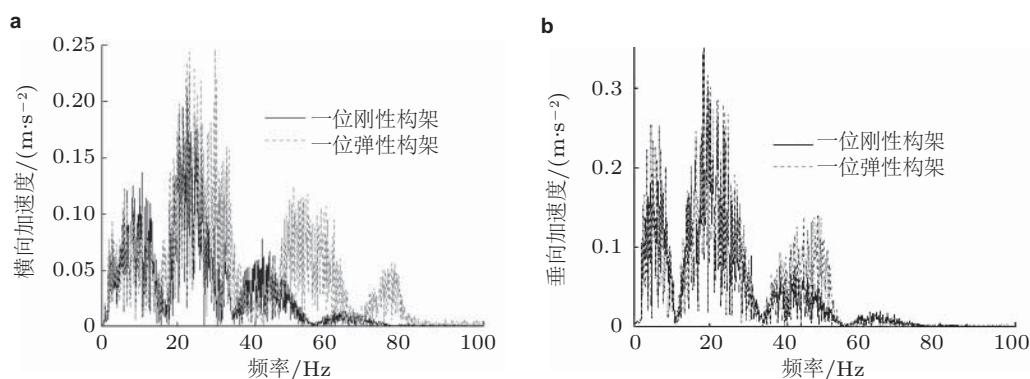


图 5.25

一位构架加速度频域波形对比。(a) 横向加速度, (b) 垂向加速度

5.27 中, 他们给出了不同轨道模型计算得出的轮轨力谱图. 从垂向力谱图中可以看出, 在低频段 ( $0\sim 20 \text{ Hz}$ ), 刚体模型和多柔体模型的结果一致, 在  $40\sim 60 \text{ Hz}$  时, 由于轮对共振的作用, 多柔体模型的轮轨垂向力比刚体模型结果大得多. 在高频段 ( $> 60 \text{ Hz}$ ), 多柔体结果稍小于刚体结果.

综上所述, 结构弹性对列车系统运行安全性、乘坐舒适性及结构疲劳特性影响较大. 车体弹性影响列车乘坐舒适性及列车高频振动, 轮对及转向架弹性影响列车运行稳定性. 因此, 在研究列车高频振动行为时需要考虑部件的弹性特性, 必要时须要选取多阶弹性模态来模拟列车振动响应.

### 5.5.2 非线性因素影响

车辆系统中非线性因素包括轮轨几何接触非线性, 悬挂系统刚度、阻尼非线性,

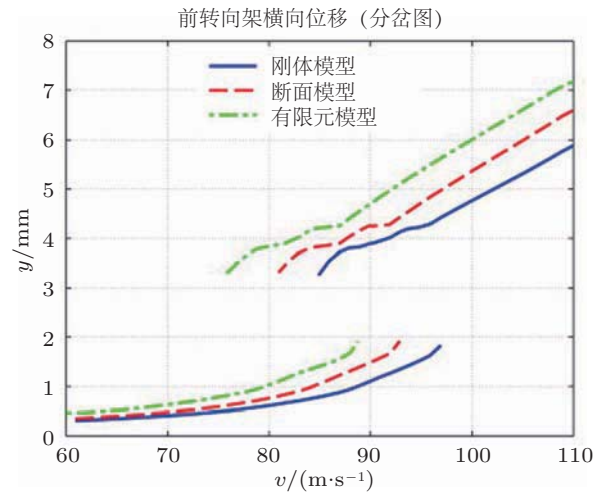


图 5.26

不同轨道模型得出的轮对横移分岔图

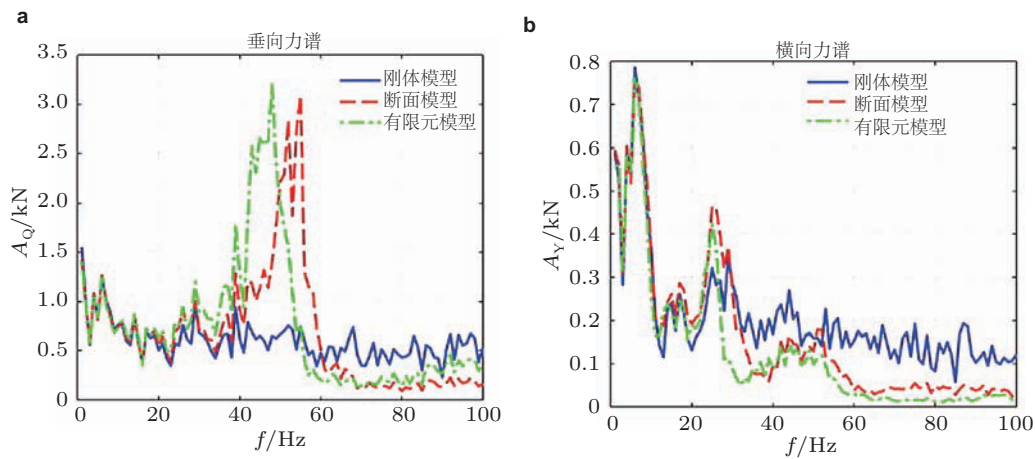


图 5.27

不同轨道模型在直线运行下垂向和横向轮轨力谱图 (速度 200 km/h)

横向止挡等. 非线性因素影响车辆系统动力学响应、稳定性等 (Jensen et al. 1997, True 1989, 曾京 1996, 黄成荣等 1994, 张卫华等 1996).

由于计算条件的限制, 早期研究中大都只采用线性或等效线性化模型来计算车辆稳定性. 随着计算方法的改进及计算能力的提升, 研究者开始关注与复杂车辆系统的非线性稳定性问题. True 等 (Knudsen et al. 1992; True 1988, 1992, 1993, 1994, 1999; True et al. 1983) 研究了车辆系统中的各种非线性因素 (如使用三次渐进曲线模拟蠕滑力, 将轮缘接触轨道模拟成有间隙的刚度弹簧, 考虑车辆悬挂系统的干摩擦等), 考察了非

线性系统及线性系统动力学响应的区别, 提出了非线性临界速度的计算方法, 并利用延续算法讨论了车辆非线性稳定性及分岔问题. Poladitt 等 (Bruni et al. 2011; Polach 2005, 2006a, 2006b, 2010a, 2010b; Polach et al. 2004) 比较了非线性稳定性的判定标准, 车辆稳定性的计算结果不仅与车辆结构参数有关, 而且与轮轨接触和计算方法有着很大的关系, 他对比线性临界速度和非线性临界速度计算方法的区别. 结果表明当等效锥度一定时, 线性临界速度和非线性临界速度计算结果都存在明显的分散性. 曾京等 (曾京等 1996, 2000, 2005, 2008; 曾京和徐涛 1994; 孙明昌等 2002, 邬平波等 2000) 深入地研究了多刚体多自由度车辆系统的非线性蛇行运动稳定性的 Hopf 分岔及极限环数值计算方法, 通过数值计算、分析得知, 线性化系统的临界速度要高于非线性系统. 他采用 QR 算法计算一次近似方程雅可比矩阵的特征值来确定车辆系统的临界速度, 采用改进欧拉法来积分求解系统从平均位置分岔出的周期解即蛇行振动极限环. 张雪锋等 (2004) 分析了转向架亚临界 Hopf 分岔特性, 研究了不同非线性作用力下转向架的横向稳定性, 得到了蠕滑力、轮轨饱和力、轮缘死区接触力、纵横向阻尼力、轮轨间隙以及等效锥度对转向架系统临界速度的影响规律. Lohe 等 (1982) 将含有非线性轮轨接触力的轮对动力学方程转化成具有边值条件的常微分方程进行求解, 求得了轮对蛇行运动的解. 刘宏友 (Lohe et al. 1982)、吕可维 (2004) 将 DERPARG 延续算法系统地引入车辆系统动力学计算领域, 计算了车辆系统圆曲线上的稳态解.

日本的横濑景司等研究了 TR41 型三大件转向架的蛇行运动特性, 为确定防止蛇行运动的措施进行了理论分析, 并通过模拟试验来加以验证, 从而提出了防止蛇行运动的具体方法, 并进行了现车走行试验. Lee 等 (2006) 建立了 8 自由度转向架非线性动力学模型, 研究了转向架垂向和侧滚振动模态对临界速度的影响, 研究结果表明考虑转向架垂向和侧滚自由度的模型其计算结果与不考虑其自由度的模型不太一致. 王勇等 (2004) 充分考虑了轮轨相互作用关系及各种车辆系统悬挂的非线性因素, 建立了适用于各型三大件转向架货车车辆系统的统一非线性数学计算模型, 采用 Newmark 显式积分法对运动微分方程进行数值积分, 分析车辆系统的非线性运动稳定性, 包括极限环、准周期解及混沌运动, 并给出了车辆系统全局稳定性分岔图. 林建辉等 (2003) 的高速车辆系统非线性运动稳定性的理论与试验研究应用运动稳定性理论、分岔、数值模拟方法进行了非线性车辆系统的蛇行运动分岔、极限环的数值分析, 提出了多维、强非线性系统运动稳定性的分岔及极限环性质的判别方法, 探讨轮对蛇行运动出现混沌的过程, 并应用整车滚动振动试验台对高速客车的蛇行稳定性进行了试验验证. 梁树林等 (梁树林, 朴明伟, 樊令举等 2009, 梁树林, 朴明伟, 张祥杰等 2009) 考虑了 CRH5 中的定位机构中纵横向刚度非线性、抗侧滚扭杆非线性及空气弹簧非线性, 建立了高速转向架非线性模型, 分析车辆主要运动模态、临界速度、轮轨力及运行安全性指标等. 朴明伟等 (朴明伟, 梁树林, 孔维刚等 2011, 朴明伟, 梁树林, 方照根等 2011) 以高

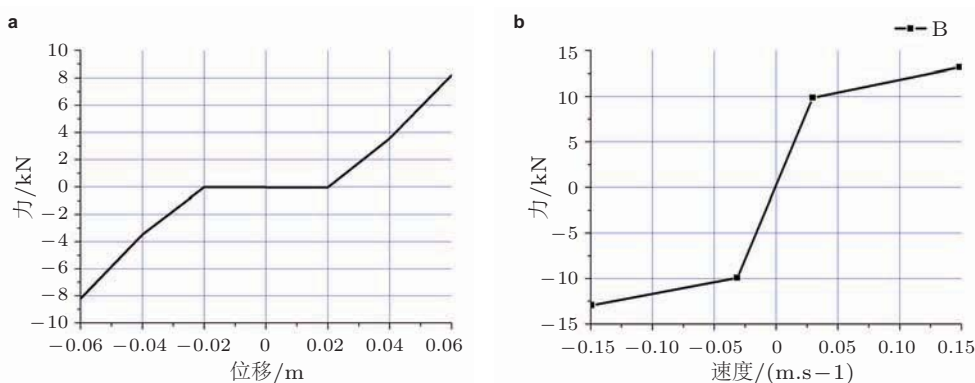


图 5.28

(a) 横向止挡非线性特性, (b) 抗蛇行减振器非线性特性

轮轨关系空间为边界条件, 分析高速转向架的非线性稳定性、拖车构架点头迟滞非线性和抗蛇行高频卸荷机制, 并根据实践经验将提高高铁车辆稳定性裕度的主要途径归纳为大阻尼抑制蛇行和抗蛇行吸能频带两种抗蛇行模式。

高速列车一系垂向弹簧也并不是完全线性的, 其刚度随相对位移增大而增大, 即表现为硬弹簧性质。对于常见的渐硬弹簧, 可以使用含三次项刚度的模型来模拟。邢云林 (2014) 考察了一系悬挂系统非线性特性对列车系统振动响应及传递关系的影响, 分析了悬挂系统振动模态与列车垂弯模态耦合的内共振现象。轨道激励频率由于列车运行速度的提高而提高, 并逐渐接近于一系悬挂弹簧固有频率。由于通常的悬挂系统存在非线性硬化性质, 导致相互接近的一系悬挂固有模态振动与车体高阶垂弯固有模态振动之间能量传递。从而产生内共振。当内共振发生后, 列车系统振动响应增大, 悬挂系统容易出现疲劳。在内共振区域内, 轮到对转向架及车体的传递率增大, 缩小了一系悬挂系统的隔振有效区, 隔振效果明显变差, 影响列车运行安全性并恶化乘坐舒适性。

悬挂参数会直接影响铁路车辆的运动稳定性, 而许多车辆悬挂的非线性特性很明显, 因此有不少学者深入研究了具有非线性悬挂车辆系统的稳定性。Stichel (2002) 采用两轴货车模型, 讨论在摩擦阻尼等非线性参数作用下的极限环特性和混沌运动, 并指出混沌运动会对极限环幅值产生一定的影响。阻尼非线性可以使用分段线性阻尼函数来模拟, 而横向止挡可以使用干摩擦函数模拟, 如图 5.28 (吕可维 2004, 翟婉明 2007)。刘建新等 (2006)、王开文 (1993) 用机车车辆非线性蛇行运动分析方法, 计算不同的减振器阻尼特性参数对高速客车蛇行运动临界速度的关系。黄盈 (2011) 提出了包括等效串联刚度元件、微小安装运行间隙元件和黏性阻尼元件在内的抗蛇行油压减振器在服役状态下的非线性概念模型, 并建立了抗蛇行油压减振器详细的非线性参数



化服役模型, 研究了各种服役参数对减振器阻尼特性的影响. 为了准确地描述抗蛇行减振器特性对稳定性的影响, 黄彩虹 (2012) 提出抗蛇行减振器动态非线性刚度与动态非线性阻尼串联模型 (DNKDNC 模型), 通过试验比较了几种不同抗蛇行减振器模型的差异, 验证了该模型的准确性. 考虑到空气弹簧本身的非线性行为以及空气弹簧与附加气室管路连接所产生的非线性阻尼特性, 他建立了带有空气弹簧、连接管路、附加气室、应急弹簧以及高度控制模块的空气弹簧非线性模型.

Younesian, Jafari 和 Serajian 计算了线性与非线性临界速度, 研究了悬挂横向间隙、阻尼大小、轮对半径、构架质量、横向刚度以及轨道间距对线性与非线性临界速度的影响, 结果表明, 悬挂参数之间以及悬挂参数与列车其他参数之间的合理匹配能够提高列车的横向稳定性. 周业明, 马利军, 姚远和张红军 (2012) 建立了具有摇枕转向架的车辆模型, 并分析轮对水平定位刚度、旁承摩擦因素以及牵引杆纵向刚度对车辆稳定性的影响, 分析表明三者中任一参数的变化都会影响到整车的横向稳定性. 不同车型的悬挂结构并不完全一样, 有些列车悬挂结构中具有间隙, 这些间隙也会对列车的蛇行运动稳定性造成影响. Hirotsu, Terada, Hiraishi 和 Yui (1991b) 采用四轴、两构架和一车体的铁路车辆模型进行研究, 主要考虑列车悬挂结构中间隙引起的非线性因素和轮轨粘着系数对列车蛇行运动的影响, 研究发现悬挂结构中的间隙会降低列车的非线性临界速度. 王珏和李治 (2005) 对有轴向自由间隙的机车进行了非线性动力学仿真计算, 分析结果表明有轴向自由间隙的机车稳定性大幅降低.

由于悬挂参数对铁路车辆临界速度的影响比较明显, 因此为提高列车的运行速度, 一些学者提出利用半主动控制的悬挂结构来改善列车的横向稳定性. Abood 和 Khan (2010) 运用半主动悬挂控制一系纵向刚度来提高列车蛇行运动稳定性. Alonso, Giménez 和 Gomez (2011) 考虑二轴货车的非线性模型, 非线性因素包括摩擦-蠕滑非线性、构架和枕梁之间的库伦摩擦、轮轨接触几何非线性, 考察了临界速度对一系和二系悬挂的敏感度; 通过发展半主动控制方法改变一系纵向刚度来提高蛇行运动临界速度.

刘建新等 (2008a, 2008b) 深入了解机车车辆二系横向止挡结构对机车动力学性能的影响, 研究结果表明: 止挡结构可以有效抑制车体横向运动位移, 止挡间隙和止挡刚度对车体的横向振动加速度影响较大, 而对轮轨动态相互作用性能指标的影响甚微, 适当增大止挡间隙或减小止挡刚度, 可以减小车体的横向振动. True 等 (2002) 研究了轮对与转向架之间的干摩擦阻尼, 并考虑了阻尼中的 stick-slip 和滞后作用, 在滑动阶段假设为库伦摩擦, 分析了速度变化时横向作用力的变化情况及对稳定性的影响. 丁旺才 (丁旺才等 2008, 方海容等 2004) 对分段线性阻尼和干摩擦共同作用下的车辆悬挂系统进行了非线性动力学分析研究, 阐述了判定系统周期运动稳定性的理论方法, 利用数值模拟方法分析了具有不同阻尼参数组合的系统对简谐激励的振动响应, 并分

析了由干摩擦引起的黏-滑 (stick-slip) 振动行为. 结果表明: 提高摩擦力对抑制响应有利, 但车辆系统在低速下运行时会出现复杂的黏-滑振动, 轮轨之间产生较大的瞬时刚性冲击, 而通过增加轮对与侧架的弹性悬挂可以有效减弱这种瞬时刚性冲击.

列车系统动力学中使用 2 种方法求解轮轨接触法向力. 第 1 种为接触方法, 轮对相对于轨道有 5 个自由度, 求解时引入非线性接触约束方程 (Shabana, Berzeri, et al. 2001, Shabana, Sany 2001a, 2001b). 第 2 种方法为弹性方法 (Auciello et al. 2009, Shabana et al. 2004), 轮对相对于轨道含有 6 个自由度, 接触点的局部变形可以实时计算, 并可以利用 Hertz 非线性接触理论或者等效刚度 (和阻尼) 计算轮轨法向力. 由于轮轨强非线性作用力的影响, 时域求解车辆系统动力学响应时会出现收敛困难的问题. 邢云林 (2014) 利用改进的增量谐波平衡法在频域上分析高速列车系统在轨道谐波不平顺激励下的稳态响应. 探讨了轨道不平顺幅值及频率对列车响应的影响, 并分析了列车受高频轨道不平顺激励时的跳轨现象. 对于特定的轨道不平顺幅值都对应一个列车跳轨临界激励频率, 给出了列车跳轨临界激励频率与轨道不平顺幅值之间的关系. 研究表明, 由于轮轨作用力含有非线性特性, 高频不平顺激励下轮对位移会出现高阶谐波分量, 轮对会出现跳轨的现象. 轮对跳轨后, 轮轨相互碰撞而使得列车系统响应急剧增大. 轨道不平顺幅值越大, 则对应的跳轨临界激励频率以及临界运行速度就越小.

### 5.5.3 气动载荷对运行安全性影响

随着运行速度的提高, 高速列车受到的气动载荷逐渐增强, 同时由于其结构向轻量化的方向发展, 气动载荷对列车运行安全性的影响程度越来越显著 (崔涛 2011, 于梦阁 2010).

其中, 横风对列车行驶安全性有着重要影响 (Cheli et al. 2010, 崔涛等 2010, 任尊松等 2006). 横风作用下, 列车受到的气动力可能使其失稳、脱轨、甚至倾覆. 针对强侧风, 日本、德国、法国以及英国等国家已经开展多项侧风对高速列车运行安全的影响的研究, 并开发出了可根据风速的大小对列车运行车速实施同步调节的侧风预警系统 (马韞娟等 2009). 除了明线常规运行工况, 还要面临明线交会、隧道行车和隧道交会等一系列特殊工况. 实际上对列车安全性的分析评估最终应归结到车辆动力学上. 结合多体动力学, Wetzel 等 (2007, 2010) 利用阵风特性曲线对列车侧风稳定性进行了概率分析, 并研究车体质量、悬挂刚度等参数对列车侧风稳定性的敏感性. Carrarini (2003, 2007) 采用多体动力学模拟列车, 计算其在横风作用下的运行稳定性, 并利用线性面元法和 SIMPACK 软件对列车的流固耦合振动进行研究.

刘玉标和张营营 (2014) 采用 SIMPACK 多体动力学软件, 建立多编组的高速列车动力学模型, 研究明线、横风、明线交会、隧道交会工况下车辆运行的安全性和舒适性. 并获得了特定横风条件下列车运行速度的安全限值.

## 5.6 车辆轨道耦合

长期以来,铁道车辆和轨道系统动力学一直是分开进行的.车辆系统动力学,分析列车的动力响应时,假设轨道为刚性,将轨道不平顺视为车辆系统的激扰,不考虑轨道系统振动对车辆系统振动的影响.轨道动力学将车辆系统简化为外部激振载荷,分析轨道系统的振动特性.实际上,轨道系统是一个较为复杂的弹性/阻尼体系.车辆的振动经由轮轨接触界面,将引起轨道结构体系的振动,而轨道的振动反过来又会对车辆振动产生影响.2个子系统应耦合成为一个大系统,才能更好地反映铁道车辆的振动规律,使分析结果更加趋于客观实际(Chen et al. 2004; Lei et al. 2002; Zhai et al. 1994, 1996, 2001, 2004, 2009; Zhao et al. 2002; 翟婉明 2007).

国际上,近十年来有关车辆-轨道相互作用及系统动力学的研究也十分突出.研究思路也逐渐从单一的车辆系统动力学、轨道系统动力学向车辆与轨道整体系统动力学方向发展.近年来,根据不同的研究目的,建立了不同的车辆轨道模型,从转向架-轨道双层分布参数模型,到整车-轨道相互作用模型,并开始考虑道床以及轨道板振动的影响.其总体趋势是越来越综合的考虑车辆系统和轨道系统相互耦合的影响因素.

轨道的模型经历了集总参数模型,不考虑轨下基础结构振动的单层连续弹性支承梁模型,考虑轨下基础振动的多层连续弹性支承梁模型到全面考虑钢轨、轨枕、道床、路基的离散弹性点支承梁模型或有限元模型的演变过程.钢轨模型主要有 Euler 梁模型和 Timoshenko 梁 2 种,前者主要考虑钢轨的弯曲变形而不考虑其剪切变形,后者引入了梁的剪切应变,并考虑了梁的旋转惯性.徐志胜等(2003, 2004, 2006)使用 Timoshenko 和 Euler 梁 2 种模型求解车辆轨道系统振动响应,得出研究轮轨高频振动及轮轨噪声时采用 Timoshenko 梁更为合理.但是 Timoshenko 梁理论分析较为复杂,而 Euler 梁模型简化了计算过程,在工程上应用较为广泛.

翟婉明等(2009)从系统工程的角度出发,将车辆系统和轨道系统作为整体系统,发展了三维车辆耦合动力学模型如图 5.29 所示.采用多体动力学方法建立 35 个自由度车辆模型,将有砟轨道简化为离散弹性基础上的 2 条平行连续梁,其中离散弹性基础为枕木和道砟组成的 3 层结构.无砟轨道简化为 2 条平行连续梁,考虑轨道的横移、沉浮和扭转变形.车辆子系统和轨道子系统通过轮轨接触关系耦合在一起,通过加入轨道谱来考虑随机轨道几何不平顺激励.该模型已经与全尺度试验结果进行了对比.

采用车辆轨道耦合模型可以研究车辆轨道系统中各个参振部件的结构参数对系统振动的影响,合理的进行参数配置.蔡成标等(2007, 2011)建立了各种不同支承条件下新型无砟轨道车辆空间耦合动力学模型,对无砟轨道及其过渡段动力学性能进行评价,合理匹配无砟轨道刚度.向俊等(2009)建立了高速列车-板式轨道系统模型,讨论了钢轨扣件横向刚度及 CA 砂浆横向刚度变化对系统振动的影响规律,并与现场试验

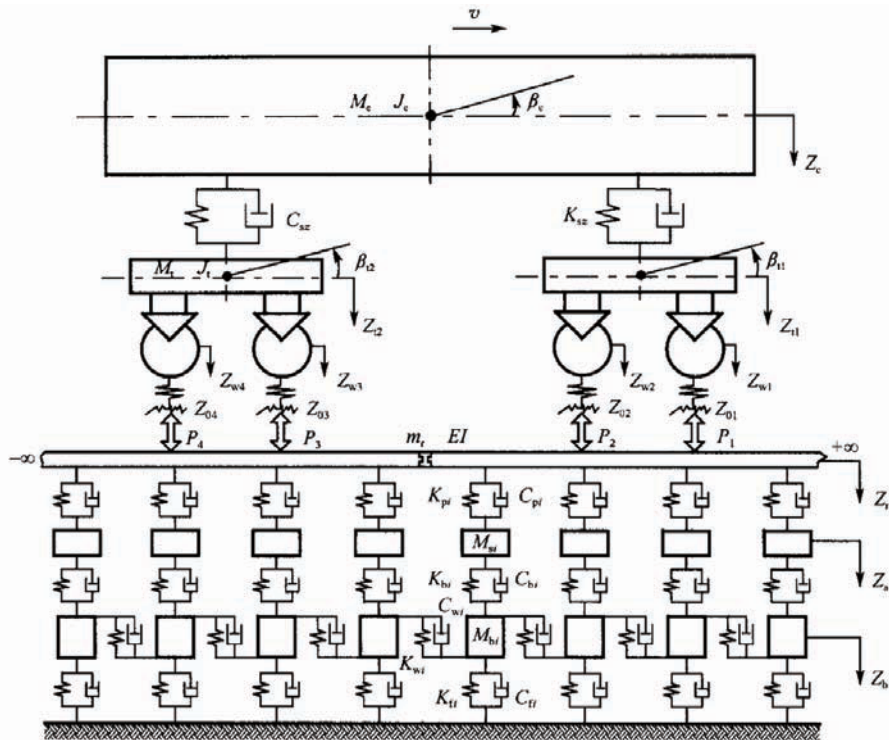


图 5.29

三维车辆轨道耦合模型

结果进行了对比, 理论计算结果与现场试验能够较好吻合. 雷晓燕 (Lei et al. 2010, 雷晓燕 2006) 结合 CRTSII 型无砟轨道系统结构特点, 建立列车-轨道-路基耦合系统动力分析模型, 研究无砟轨道轨下垫板、CA 砂浆层、路基等结构参数对轨道振动的影响. 计算结果表明: 无砟轨道结构参数合理取值与刚度合理匹配可显著提高轨道整体工作性能. Sun 等 (2002, 2003, 2007) 建立车辆轨道耦合模型, 计算了轨道部件的疲劳特性, 并对整个轨道系统参数进行优化.

我国 350 km/h 速度等级高速铁路全部采用无砟轨道. 大量的试验研究表明, 在高速工况下, 高速列车在无砟轨道条件下具有良好的动力学性能, 但高速列车与线路之间的相互作用呈现出特有的动力学特征: 如实车实验中, 轨道板长度, 1/2 轨道板长度等与轨道板结构长度有关的特征激振频率对车辆系统的振动的显著影响. 由于车辆与轨道的振动是相互影响, 相互耦合的, 因此从车辆轨道耦合的研究思路出发, 张营营 (2014) 采用多体动力学软件 SIMPACK 和有限元软件 ANSYS 结合的方法, 建立翘曲轨道板结构下的车辆轨道耦合模型如图 5.30. 研究无砟轨道结构轨道板翘曲变形引起的刚度不平顺对车辆动力学性能的影响. 对其无砟轨道上运行的车辆的动力学响应特有的动力学特征给出了合理的解释. 由功率谱密度图 (图 5.31) 可以得到, 翘曲轨

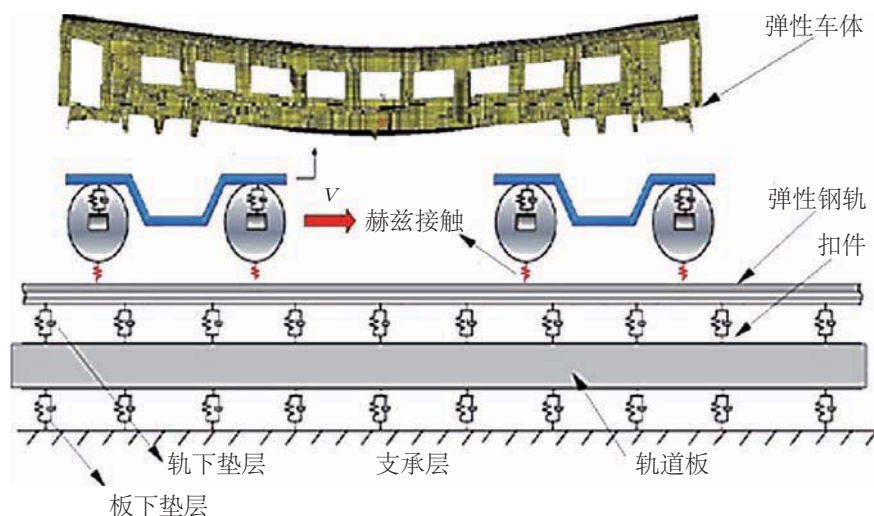


图 5.30

车辆轨道耦合模型侧视

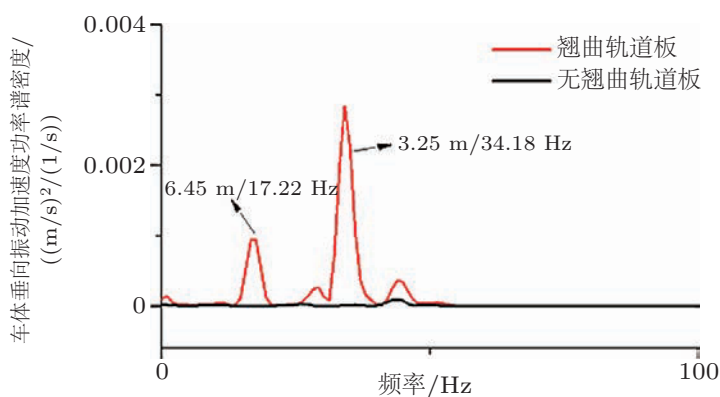


图 5.31

车体垂向振动加速度功率谱密度

道板结构下, 车体垂向振动加速度的振动能量主要分布在 2 个频率点, 分别对应轨道板激振频率 (17.22 Hz)、1/2 轨道板激振频率 (34.18 Hz), 这与实车试验结果相一致.

## 5.7 减振

高速列车车体轻量化导致车体弹性振动加剧, 垂向弯曲振动频率减小, 更接近乘客的敏感频率, 降低车辆运行舒适性. 因此, 很有必要对高速列车车体的弹性振动抑制进行更深入的研究. 实际工程中, 通常在车体增加上一些阻尼材料或压电阻尼以及动态减振器来耗散车体的振动能量从而抑制车体的弹性振动.

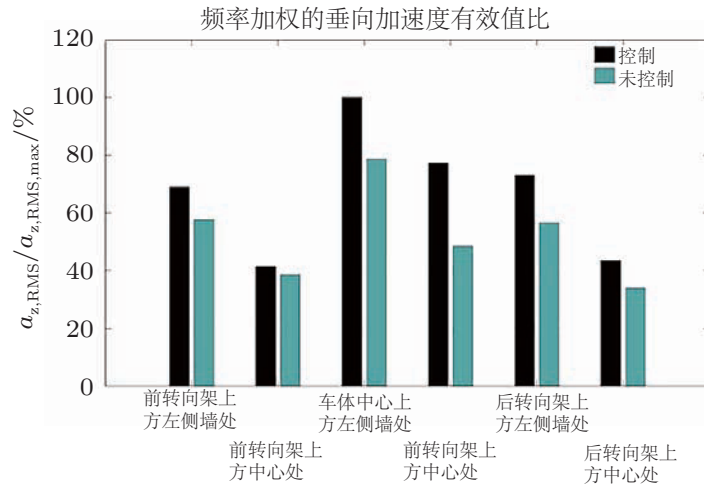


图 5.32

## 减振前后舒适度对比

在车体主动控制中, 压电元件作为作动器, 实际上是利用压电元件的逆压电效应, 在车体上取得附加机械式阻尼的效果, 从而减轻车体的振动. Gerhard 等 (2007) 采用压电元件对车体进行主动控制, 作动器和传感器通过闭环控制系统实时跟踪车体结构的动态响应并输出弯矩来降低车体的振动如图 5.32 所示. Hansson 等 (2004) 将压电元件嵌入一个 1:5 规模的新干线车型的底盘上, 并测试他们的配置和控制方法对减少车体弯曲振动的有效性. Gerhardt 通过在车体底架纵梁上安装压电叠层作动器, 来增加垂向弯曲、菱形和扭转等 3 个对车体垂向振动有重要影响的弹性振动模式阻尼. 这种方法通过 SIMPACK 和 Simulink 协同仿真来验证, 得到了很好的效果, 也进一步证明了压电材料和控制技术的优化组合在车体减振方面的发展前景. Kozek 等 (2011) 设计了一个抑制铁道车辆结构振动的试验台如图 5.33 所示, 并对各种减振概念和控制方法做了研究. 通过安装在控制台上的压电叠层作动器, 直接施加在弹性车体结构上激振力, 实现地铁车体主动减振控制, 显著提高其乘坐舒适性.

传统的被动悬挂将难以满足列车高速运行平稳性要求, 而主动悬挂既可用于改善垂向平稳性, 又能较好地解决高速列车较为突出的横向振动问题. 从控制原理角度, 主动悬挂可分为全主动悬挂和半主动悬挂, 如图 5.34 所示. 全主动悬挂 (何鹏 2009) 主要有外界能源装置、控制器、执行器、加速度传感器以及信号反馈放大器, 这些装置组成一个闭环控制系统. 列车车辆在轨道上运行时, 控制系统对能源装置进行控制, 通过执行器产生一个合适的阻尼力来抑制车体的振动, 使车体在运行中的性能达到最优. 由于全主动悬挂可以输出合适的阻尼力, 与被动悬挂相比有很大的优势. 但是全主动悬挂阻尼力的输出是通过能源装置而完成的, 而能源装置的实现难度大, 造价高, 结构

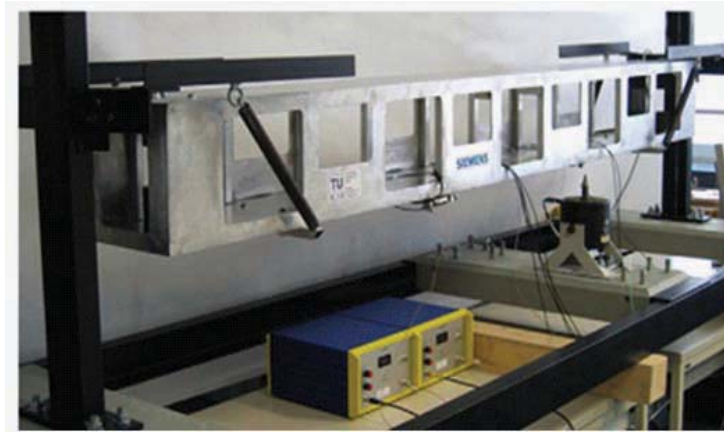


图 5.33

实验装置

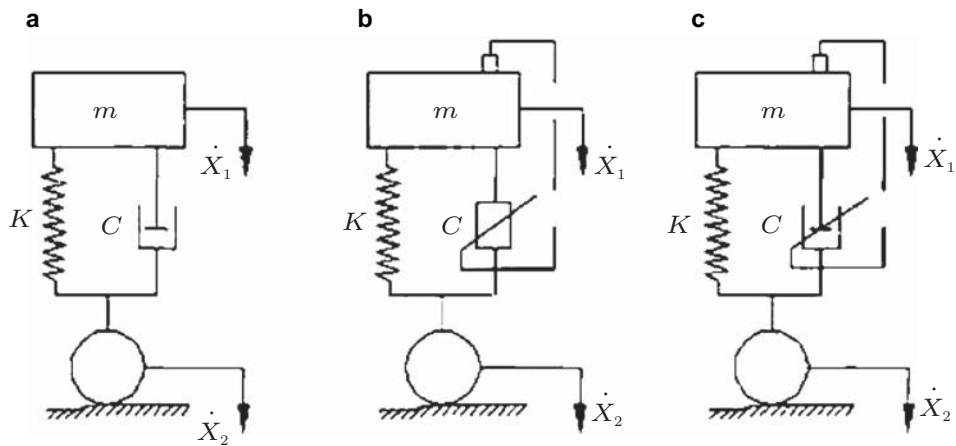


图 5.34

悬挂的基本形式. (a) 被动悬挂, (b) 主动悬挂, (c) 半主动悬挂

复杂, 在实际的应用中并不普遍. 半主动悬挂 (陈春俊 2006, 王月明 2002) 由于没有能源装置, 其结构相对简单、成本比较低, 并且当控制器失效或者车辆模型失配时, 半主动悬挂还能转换成被动悬挂这样就增强了其运行的安全性. 全主动悬挂和半主动悬挂已经越来越受到学者们关注.

理论研究上, Wu 和 Zeng (2004) 研究主动和半主动二系悬挂对弹性车体车辆系统的振动控制的影响. Foo 和 Goodall (2000) 提出使用二系主动悬挂系统以及安装在车体底盘下的动力吸振器来同时抑制车体的刚性和弹性振动. 主动和半主动悬挂已在一些车型上进行了实践应用. 日本新干线上在速度为 300 km/h 运行的 500 系高速列车安装了主动半主动悬挂系统 (刘宏友等 2013). 进行乘坐舒适性及长期耐久性的运行

试验结果表明: 高速列车车体的横向振动加速度和垂向振动加速度的能量谱有明显的下降. 日本新干线 E2-1000 型动车组采用主动悬挂技术的车厢横向振动加速度减少了 40%, 其他车辆采用半主动悬挂技术的横向振动加速度减少了 25% (陈海 2005). 由于铁路行业属于传统行业, 主动控制技术的成本和复杂性仍然是尚待解决的问题.

### 5.8 本节小结

高速铁路由于其快捷舒适、安全可靠、绿色环保等优势, 在世界各国已经得到了广泛高度的重视, 并形成蓬勃发展之势. 高速车辆区别于普通客运车辆的根本原因在于其所处的特殊动态环境, 随着车辆运行速度的增加和车体轻量化发展, 轨道激扰频率增加、轮轨动力作用增加、结构振动加剧. 在建立高速列车模型时, 需要针对所研究的具体问题, 对模型进行细化和简化, 选择多刚体模型或多柔体模型进行建模, 并通过实验来确定模型的参数. 同时车体弹性变形对车辆系统动力学特性的影响不容忽视, 所以, 在针对高速列车进行振动性能分析时, 将刚柔耦合多体动力学理论引入车辆系统动力学建模与分析中是十分必要的, 这也是未来车辆动力学的一个发展方向. 同时, 铁路的高速化也加速了轨道结构的振动或变形, 导致车辆轨道系统振动的加剧, 将车辆与轨道综合为一个整体系统正逐步成为车辆动力学的研究方向. 为高速列车合理设计和安全运行创造条件. 由于在满足车体结构强度要求下的车体质量显著下降, 导致车体刚度不足, 且垂向弯曲振动频率减小, 更接近乘客的敏感频率, 降低乘坐舒适性, 因此很有必要对高速列车车体的弹性振动抑制的一些方法进行更为深入的研究.

此外, 高速列车的蛇行运动稳定性是关乎列车安全的重要影响因素之一. 从本文对有限数量文献的综述就可以看出, 目前已有大量关于铁路车辆蛇行运动稳定性的研究成果, 这些工作既广泛又深入: 从轮对、转向架、单节车到列车系统, 由直线到曲线, 从少数因素到多因素共同作用, 从线性到非线性分析, 从理论分析到实验研究等. 但上述运动稳定性研究对高速列车的一个特有情况——气动载荷的作用, 考虑较少. 由于作用于高速列车上的气动载荷远超常规列车, 因此有必要深入研究气动载荷对高速列车运动稳定性的影响. 初步分析表明, 气动载荷可能会导致高速列车临界速度发生较明显的改变 (曾晓辉等 2013), 为此我们建议在进行高速列车运动稳定性分析时考虑气动载荷作用, 并深入研究其参数影响规律.



## 6 高速列车结构疲劳可靠性\*

### 6.1 引言

影响高速列车运行安全的是形形色色失效带来的结构可靠性。从我国铁路大提速开始,提速和高速机车车辆的结构可靠性问题不断发生,如209HS型提速客车转向架的联系梁、吊杆、牵引座的疲劳断裂,CW-160型提速客车转向架的吊杆、构架和横向控制杆的疲劳断裂以及蓝箭动力车的牵引座、电机吊座的疲劳破坏,设计速度较高的“先锋号”和“中华之星”在试运行中也出现了抗蛇行减振器座开裂和裙板吊挂折断等结构强度问题。自2008年8月开通京津城际高铁以来,CRH1, CRH2, CRH3以及CRH5系列动车组陆续投入运营,各型动车组总运营里程已近17亿km,运用中部分结构也暴露出疲劳可靠性问题,如转向架一系弹簧折断,车下设备舱裙板吊挂、底板和支架开裂(见图6.1、图6.2)等,这些问题的出现影响了列车运营秩序,严重时将危及列车行车安全。

疲劳可靠性分析是高速列车关键力学问题中的重要方面之一,世界各发达国家十分重视机车车辆关键构件的疲劳可靠性问题(孙翔1992,董锡明2006,张曙光2007)。美国、西欧和日本等国学者开展了一系列有针对性的基础研究(Beretta et al 2005, Zerbst et al. 2005a, 2005b)。北美铁路协会通过大量的调查研究和试验研究,在AAR标准中规定了车辆承载构件的疲劳试验标准。西欧各国根据焊接结构特点,制定了与实际较为接近的UIC标准。日本铁路部门对疲劳设计方法进行了深入的试验研究,提出了日本铁路轨道疲劳设计方法,并颁布了JIS规范。结构疲劳可靠性分析涉及材料力学性能、结构构造细节、应力集中情况以及使用环境等多方面,本文将围绕高速列车关键部件论述在疲劳可靠性研究方法、结构动应力测试和疲劳评估以及载荷谱测试和编制等方面所开展的研究工作。

### 6.2 结构疲劳可靠性研究方法

结构疲劳可靠性研究通常采用仿真分析、台架试验和线路运行试验(测定运行中的应力)3个层次进行。其中,仿真分析是在结构设计阶段的工作,进行设计优化和强度校核;台架试验包括静强度和疲劳强度试验,是对样机强度的校核性鉴定试验,只有通过静动强度试验的才能投入生产;线路运行试验是通过测定运行中的动载荷和动应力,确定实际运行工况的载荷谱和应力谱,并以此来进行强度评估。它们之间的关系如图6.3所示(张曙光2009)。

\* 本节撰写人:王文静<sup>1</sup>,孙守光

<sup>1</sup> E-mail: wjwang@bjtu.edu.cn



图 6.1

一系弹簧折断



图 6.2

设备舱支架裂纹

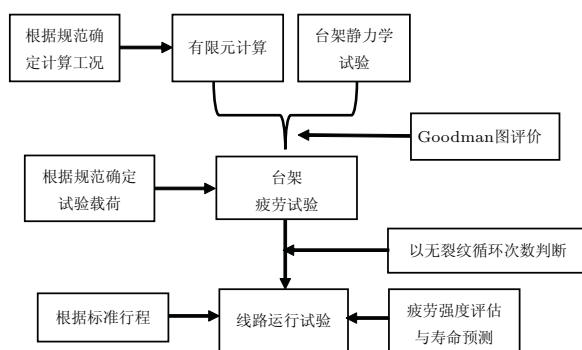


图 6.3

结构疲劳可靠性研究关系图

设计阶段依据规范采用仿真手段和台架试验来评估构件的疲劳可靠性是十分必要的. 计算机模拟技术 (尤其是有限元方法) 的运用对车辆新产品的设计分析起到了重要作用. 有限元法是分析计算复杂机械结构的极为有效的方法, 它基本上克服了复

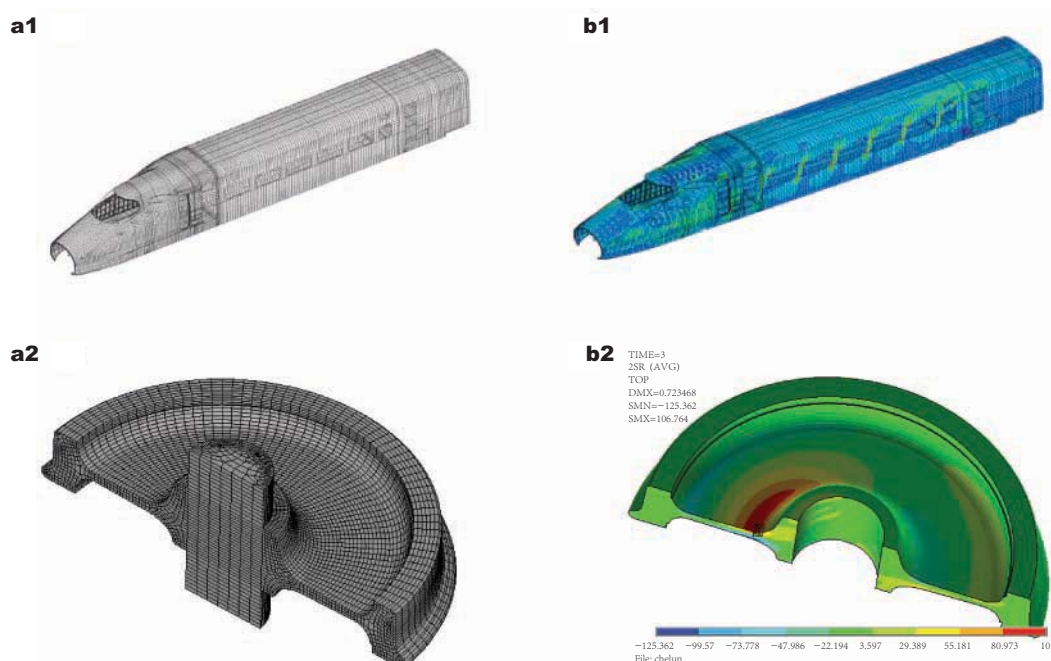


图 6.4

车辆构件有限元分析。(a1) 车体有限元分析网格模型, (b1) 车体应力分析结果, (a2) 车轮有限元分析网格模型, (b2) 车轮应力分析结果

杂结构计算的困难, 为车辆结构的安全性和可靠性提供了有力的保证。根据有限元计算 (图 6.4) 获得的应力应变和模态结果, 可以评价车辆关键部件的设计情况, 及时修改一些设计缺陷, 还可以为车辆的轻量化提供理论依据。基于台架疲劳试验的结构可靠性评估的一个重要步骤是确定试验载荷, 用于疲劳评估的载荷应接近于车辆构件在寿命期内实际的运用载荷。目前针对转向架关键部件通常的做法是依据相关的标准或规范 (UIC515-4/1993, UIC615-4/1994, EN 13262: 2004, EN 13261: 2003, EN12663-2000, JIS E 4208-1988) 确定载荷, 利用 GOODMAN 曲线或 Haigh 图评定构件没有产生疲劳裂纹的危险 (图 6.5), 并通过 1000 万次的疲劳试验验证构件的疲劳强度。但是这种评估方法仍然存在缺陷: 一是仿真分析和试验均将结构按准静态的方式加载, 忽略了结构动态特性的影响; 其次, 现行的某些结构疲劳试验规范, 由于采用简化加载方式导致不能模拟全部载荷特征或者由于缺少结构使用中的载荷信息导致试验载荷量值差异, 因此始终难以证明通过试验的产品在运行中无疲劳失效问题的发生。

线路运行试验通过测试结构在实际运用工况下的动应力-时间历程, 可反映结构在运用工况中各因素 (如线路、速度、车轮磨耗以及异常振动) 对结构疲劳可靠性的影响, 通过该试验可评估疲劳寿命并完成信息反馈, 这对保证结构的疲劳可靠性是必

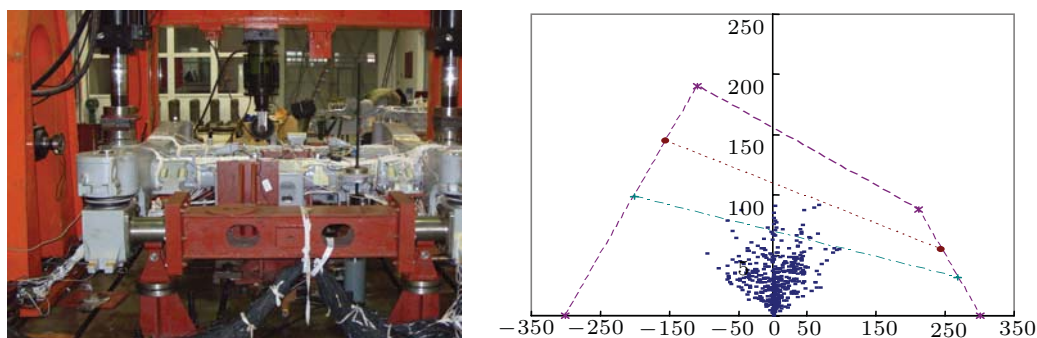


图 6.5

构架台架疲劳试验

不可少的。

台架试验和线路运行试验具有良好的互补性,这种互补性能在控制试验费用的同时,可高效解答结构疲劳可靠性问题。

### 6.3 结构动应力测试与疲劳评估

轨道车辆的服役载荷特点决定了高速列车结构疲劳可靠性问题的研究和应用主要集中在转向架关键零部件。转向架上的载荷除静载外,还有来自轨道激励引起的车辆振动、冲击等动载荷。转向架各构件所承受的实际应力是一个连续的随机过程,在随机载荷的长期作用下,其破坏形式多为疲劳破坏(阎楚良和高镇同 2000)。转向架构架是高速列车最重要的承载结构之一,为典型的框架型结构且承载状况复杂。焊接转向架构架由于重量轻且在制造中具有低碳节能等优点,已成为国内外高速转向架的发展方向。测试转向架构架在持续高速运行条件下的动应力、研究其疲劳可靠性,是保证高速列车安全运行的关键技术之一。

#### 6.3.1 线路动应力测试

确定转向架构架上的疲劳控制部位是其结构疲劳可靠性评估的关键环节之一。所谓疲劳控制部位,就是容易出现疲劳裂纹并导致整个构架疲劳失效的部位。该部位的寿命代表了构架的总体寿命。为了得到结构上疲劳控制部位的应力状态,必须实测其应力-时间历程,简称动应力。国内外通常采用电阻应变片测试动应力,该测试方法属于点测量。由于焊接构架的结构形式和受力情况比较复杂,如何使动应力测点能较准确地反映构架上的疲劳控制部位,是确定动应力布片方案时首先要解决的问题。一般须涵盖 3 类关注点,即静态关注点、动态关注点和结构关注点,通过综合强度分析、模态分析和构架细部结构确定测点位置(孙守光 2009)。

测试转向架构架动应力时,一般从粘贴应变片到线路试验会有较长的时间间隔,服役跟踪测试时间长而且在测试过程中常常会遇到刮风、下雨等恶劣天气,因此对应变片、电缆的绝缘防护技术至关重要(王文静等 2001);同时,测试中必须采取隔离空间电磁辐射、电噪声和电源干扰等技术,以确保测试信号的质量.整个测试过程中各种干扰信号不可避免地进入数据采集系统对测试信号产生干扰,为了去除干扰信号的影响,一般采用专用数据处理软件,对实测信号进行去除零漂、小波处理、提高信噪比等处理方式,以获得准确的测试结果(陈羽 2012).

结构动应力与运用线路、工况以及车轮磨耗等多种因素相关,对高速列车转向架结构可靠性进行准确的评估需测试全运用状态下的动应力,甚至需要进行长期的服役跟踪测试.图 6.6 给出了构架横测梁连接部在列车高速直线、曲线通过、过道岔以及入库等运用状态下的动应力典型信号.可以看出,在车辆曲线通过、过道岔以及进出车库时,横侧梁连接部动应力较大,尤其是过道岔和入库状态下其动应力远高于高速直线工况,这主要是由于曲线通过时内外侧增减载、过道岔时的振动冲击以及车库线路条件较差等引起的.

图 6.7 给出了构架关键部位等效应力与运用速度、线路条件以及车轮磨耗的关系.可以看出:(1)各点等效应力总体趋势是随着速度的提高而增大;(2)在武广线全程(包含进出站、段)的等效应力比武广线试验段测得的等效应力明显增大;(3)车轮磨耗到限对构架横侧梁连接部的等效应力有显著影响,其值达到了 49 MPa,比新车状态增加了 2 倍,比镟轮后状态增加了 1 倍;车轮磨耗对制动吊座与横梁连接部的等效应力也有一定影响,应力值增加了 4.7 MPa(约增大 17%).图 6.8 绘出了 CRH5 和 CRH3 型动车组转向架关键构件线路动应力跟踪的试验结果,可见:(1)制动梁一个镟轮周期内,各测点应力基本稳定,但在接近镟修状态时有明显增大趋势;线路条件(秦沈客运专线与石太客运专线)对制动梁各测点应力也有明显影响;(2)电机吊架各测点应力随车辆运用状态(速度、区间等)的不同而有所变化,运营速度由 350 km/h 降为 300 km/h,各动应力幅值随之减小,但随着运用里程的增加有增大的趋势.

### 6.3.2 疲劳可靠性评估

机车车辆结构疲劳可靠性评估主要涉及两方面问题:一是构件的疲劳寿命曲线,一般用常幅加载疲劳试验得到,具有很大的离散性,通常在经过统计概率处理后表示为具有上下限(如出现概率为 10%~90%)的曲线族,即  $P-S-N$  曲线;二是构件的工作应力谱,就是构件在外部载荷作用下产生的应力-时间历程(动态应力响应,见图 6.6).结合构件  $P-S-N$  曲线和其工作应力谱,按图 6.9 思路可进行构件疲劳可靠性评估(张曙光 2009).

通常,变幅载荷下结构的疲劳评估,比较方便的做法是将应力谱按损伤相当的方

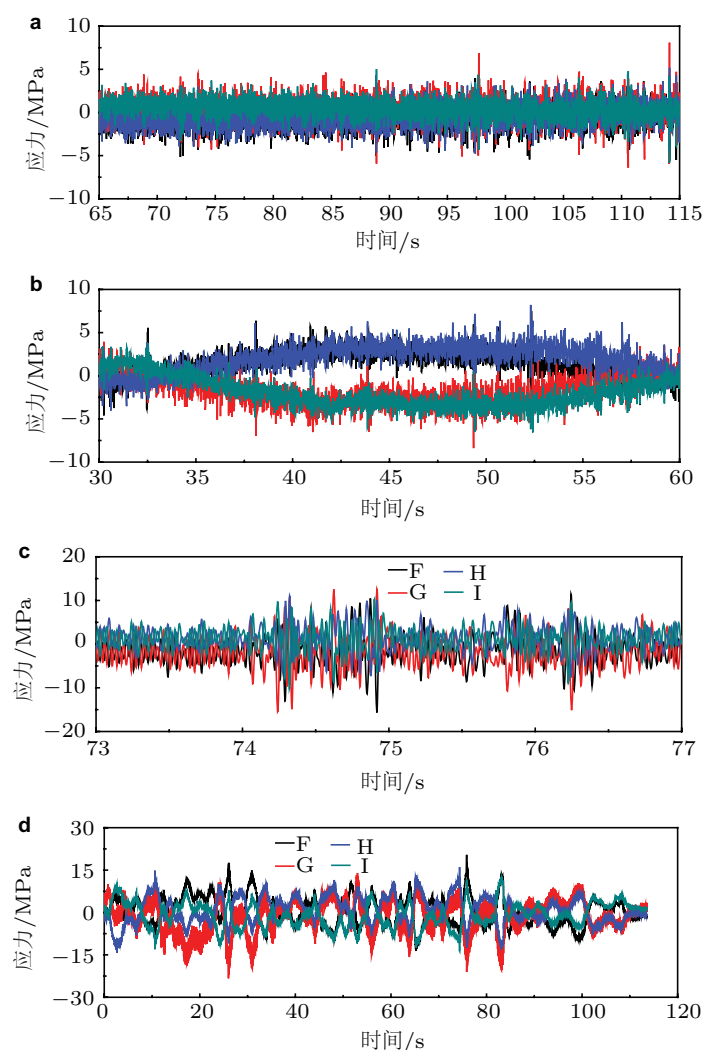


图 6.6

构架横测梁连接部典型运用工况下的动应力时间历程。(a) 高速直线, (b) 曲线通过, (c) 过道岔, (d) 入库

式等效为恒幅应力幅, 称之为等效应力, 该等效应力可以反映构件在一定的工艺条件、运用状况和运用里程 (运用时间) 下的动应力状况。将等效应力与构件在相同工艺条件和指定可靠度下的疲劳极限进行比较, 可评估构件在一定运用条件下的疲劳强度。

采用 Miner 线性疲劳累计损伤法则和 NASA 针对变幅加载条件所推荐的  $S-N$  曲线形式计算等效应力, 采用这一方法可使各级应力水平产生的损伤均得到合理的考

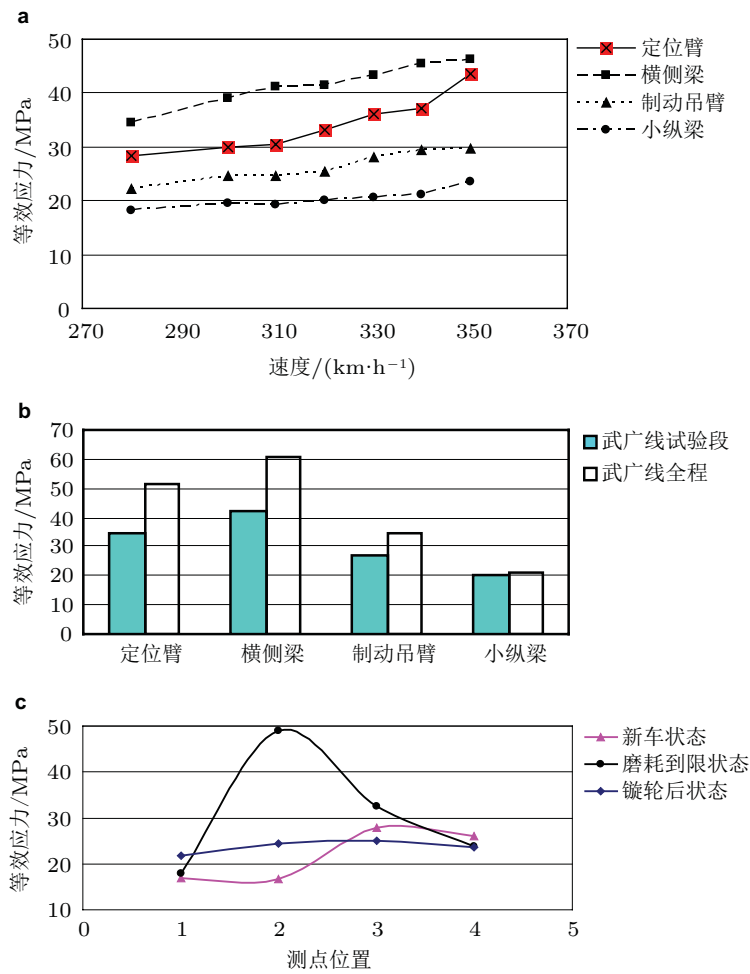


图 6.7

构架关键部位等效应力与运用速度、线路条件以及车轮磨耗的关系。(a) 等效应力与运用速度的关系, (b) 等效应力与线路条件的关系, (c) 等效应力与车轮磨耗的关系

虑, 并使评估结果略偏保守. 等效应力的计算公式见式 (6.1)。

$$\sigma_{aeq} = \left[ \frac{L}{L_1 N} \sum n_i (\sigma_i)^m \right]^{1/m} \quad (6.1)$$

式中,  $L$  为构件在规定使用期限内的总运用公里数;  $L_1$  为实测应力谱的运行公里数;  $\sigma_i$  为应力谱中第  $i$  级应力水平;  $n_i$  为与应力水平  $\sigma_i$  对应的循环次数;  $m$  为构件的  $S-N$  曲线指数, 对于焊接接头, 取 3.0~3.5; 对于母材, 取各材料疲劳试验得出的  $m$  值;  $N$  为与母材或焊接接头疲劳极限对应的循环次数. 对于焊缝, 一般取  $N = 2 \times 10^6$  次; 对于母材, 一般取  $N = 10^7$  次.

目前, 国内土木及建筑行业的钢结构设计标准 GB 50017-2003、英国标准学会 BS

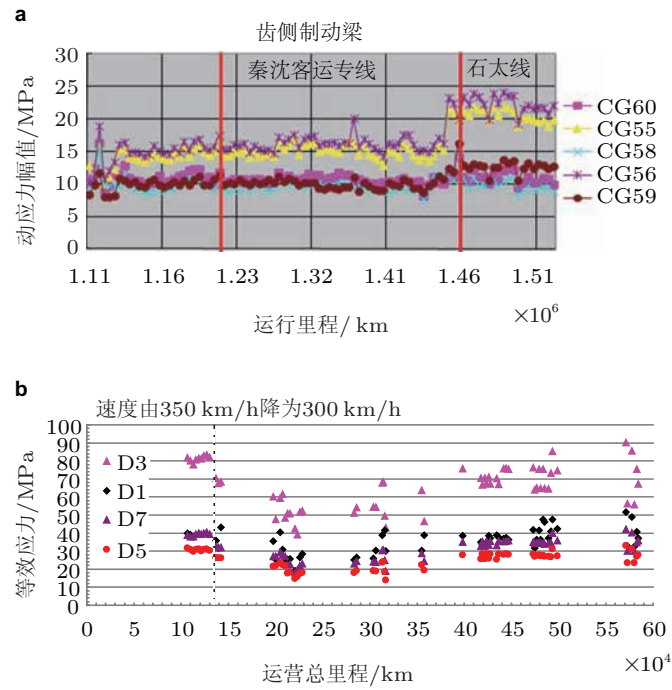


图 6.8

转向架关键部位等效应力随线路、运用里程的变化规律。(a) CRH5 型动车组转向架制动梁关键部位 (红色线代表镟轮里程), (b) CRH3 型动车组转向架电机吊架关键部位

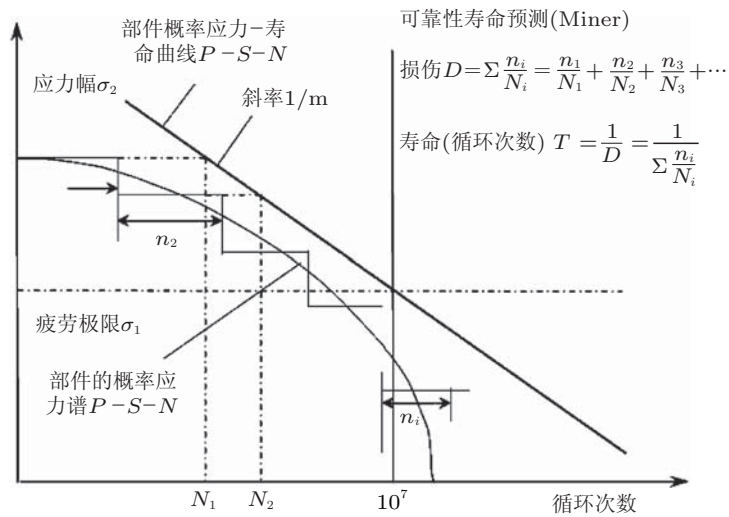


图 6.9

疲劳可靠性评估方法



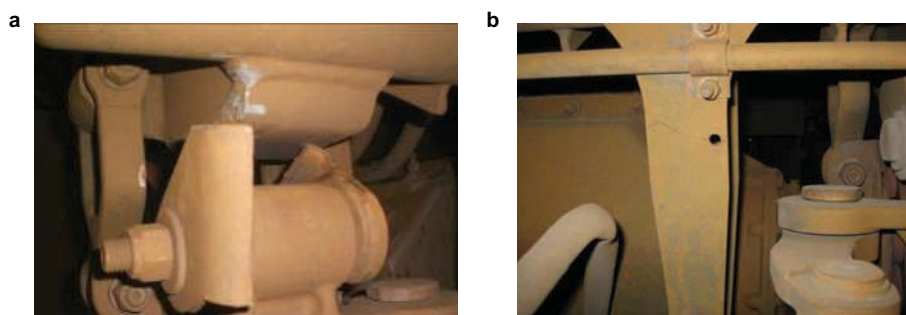


图 6.10

原制动梁结构开裂图。(a) 制动缸吊耳断裂, (b) 支撑臂孔边裂纹

7608 标准 (GB 50017-2003)、日本钢结构协会的钢结构疲劳设计建议即 JSSC (BSI.BS 7608-1993)、美国焊接学会 AWS D1. 1/D1. 1M 标准、国际焊接学会 IIW doc.XIII-1965-03/XV-1127-03 (AWS.AWS D1.1/D1.1M-2006)、美国铁路学会系列标准新造货车的疲劳设计指南即 AAR(Hobbacher 2007) 均提供了名义正应力  $S-N$  曲线和在 200 万次循环下的特定疲劳强度及其细节类型; 日本工业标准 JIS E4207(JIS E 4207-2004) 中直接给出了车辆主要用材的疲劳许用应力值, 且只分焊缝修磨和未修磨 2 个值。综合以上标准和试验研究, 北京交通大学结构强度研究团队确定了转向架构架焊接接头在 99% 可靠度及 200 万次循环下进行疲劳寿命评定采用的疲劳许用应力值, 开发了服役跟踪数据采集系统和数据处理软件, 成功解决了多起机车车辆结构疲劳失效问题。2009 年, 某型动车组转向架制动梁在线路运营中发生制动缸吊耳断裂、支撑臂孔边开裂 (图 6.10) 等故障, 故障发生里程集中在 (20~50) 万 km。通过对制动梁结构在秦沈线、石太线的动应力测试和疲劳评估, 找出了制动梁开裂的根本原因是设计载荷小于实际线路上的运用载荷, 结构薄弱, 同时焊缝、圆孔设置在了大应力区, 导致制动梁使用寿命远远低于设计寿命。在识别出制动梁载荷的基础上重新设计的新结构通过了线路运用条件下的结构可靠性考核, 从而彻底解决了制动梁的疲劳失效问题。图 6.11 示出了制动梁原结构和新结构关键部位 1200 万 km 等效应力幅值对比图。

#### 6.4 结构载荷与载荷谱

载荷谱是工程结构疲劳可靠性研究的重要内容, 疲劳强度评估和寿命预测的可靠性很大程度上依赖于载荷谱。在直升机载荷谱编制方面, 北京航空航天大学的徐有成、熊峻江等人综合运用雨流-回线法、二维疲劳载荷分布参数估计及其母体分布假设检验等方法, 建立了直升机实测载荷谱数据处理系统 (徐有成 2002)。北京航空航天大学高镇同院士在进行飞机结构定寿研究中, 借助于当量寿命概率分布, 在满足高置信度 (90% 以上) 条件下, 提出了中值随机疲劳载荷谱的编制原理 (阎楚良和高镇同 2000)。

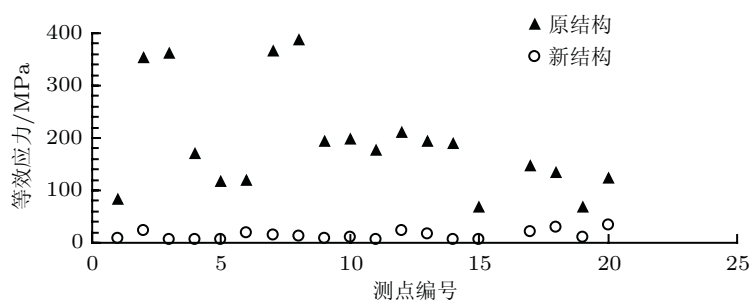


图 6.11

制动梁原结构和新结构关键部位 1200 万 km 等效应力幅值对比图

汽车结构疲劳载荷谱是汽车结构寿命预测、设计、优化的重要依据,因此整车结构疲劳载荷谱的采集和处理具有极其重要的意义.发达国家自 20 世纪 90 年代就开始了汽车载荷谱的采集工作,并应用于汽车的设计开发,收到了良好的效果 (Schutz et al. 1994, Palma 2002, Firat & Kocabicak 2004, Conle & Chu 1997, Lee 2005).左惟炜和肖生发对 EQ1030T 轻型车后桥道路载荷进行实地测量与分析研究,建立了后桥的设计和试验载荷谱 (左惟炜等 1999),天津大学何伯岩等 (2005) 及北京理工大学王国军和高峰 (2006) 对汽车载荷谱的测试和编谱方法进行了深入的研究.铁路车辆载荷谱研究方面,北美铁路协会 AAR 机务标准第 VII 章《新造货车的疲劳设计》中,从线路实测获得了特定货车车型的几种环境载荷谱,并列出作用于车体结构的各分力谱 (AAR 机务标准手册 1999).综上所述,国内外经过数十年的载荷谱研究和工程应用,取得了许多成果 (高镇同 1980, Grubisic 1994, Smith 2002, Le 2003, Epaarachchi & Clausen 2006, Hewitt & Weiss 2003, Jernej & Matija 2008, Hong et al. 2006, Miroslaw 2008),大量的载荷谱数据已成为结构疲劳设计的重要依据.

目前,在进行机车车辆结构的疲劳寿命预测时,对载荷谱的确定一般采用以下 3 种方法: (1) 实测数据: 通过实际线路试验测试得到构件的动应力/应变,结合标定试验和载荷识别技术,统计分析得到需要的载荷谱;或将构件设计为力传感器,直接测试得到结构上的载荷. (2) 估算数据: 依据设计目标分析工况,结合线路和车辆设计经验对载荷谱进行估计,这种方法需要较强的经验积累. (3) 动力学仿真: 通过动力学仿真,结合部分试验数据,获得各种工况下的应力-时间历程,通过载荷应力传递关系,获得载荷谱.上述 3 种方法中,以实测数据的准确度最高,估算最差,动力学仿真介于 2 者之间.高速列车运行振动加剧,且各部件的服役环境会发生变化,正确的确定和表征结构件的服役环境是高速列车结构件疲劳可靠性研究的基础.

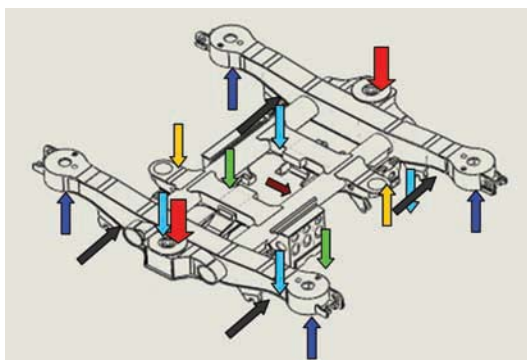


图 6.12

动车转向架构架载荷类型

#### 6.4.1 动车转向架构架载荷类型

动车组动车转向架构架在运营过程中承受的主要载荷有垂向载荷、横向载荷、纵向载荷、电机载荷、齿轮箱载荷和制动载荷(图 6.12)。垂向载荷主要由 4 个轴箱弹簧传递,作用在构架侧梁两端的筒体结构与轴向弹簧的接触面上;横向载荷主要由定位转臂传递,通过定位转臂的弹性节点作用在定位臂座的梯形槽位置;纵向载荷由连接车体的纵向牵引拉杆传递,通过弹性节点作用在转向架牵引拉杆安装座上;电机载荷和齿轮箱载荷作用在转向架的电机吊座与齿轮箱吊座上;制动载荷作用在转向架的制动吊座上。

#### 6.4.2 载荷测试方法

到目前为止,世界各国关于结构部件的载荷实验方法仍主要采用应变测量法(毛贺 2012)。应变测量法测量结构部件所受的外部载荷,是通过测量结构部件的应变,由应变测量值得到外部载荷的大小。对于承受单向载荷的部件,通常将结构部件直接加工成传感器,实现单向载荷独立加载测量系统,通过实验室内标定试验,建立载荷与应变桥路输出关系式,从而得到机械结构部件在实际使用过程中的载荷时间历程。如为了直接测试轴箱弹簧垂向载荷和定位转臂横向载荷,可将动车转向架的 4 个轴箱弹簧和 4 个转臂轴箱标定为测力弹簧和测力转臂(见图 6.13 和图 6.14),即通过专业力传感器制作工序如布片、封装、信号放大以及加载标定试验等,将其做成力传感器元件。对于结构中难于直接测量的载荷,采用间接的载荷识别方法进行识别是一种重要的手段。载荷识别技术的研究尚处于初级阶段,虽然提出了许多不同的方法,但其识别效果不够理想。各种识别方法基本上都是基于某一特定的工程实例进行研究,有较大的局限性,限制条件也较为苛刻,还没形成较为系统的理论体系。转向架构架为典型



图 6.13

测力弹簧



图 6.14

测力轴箱转臂

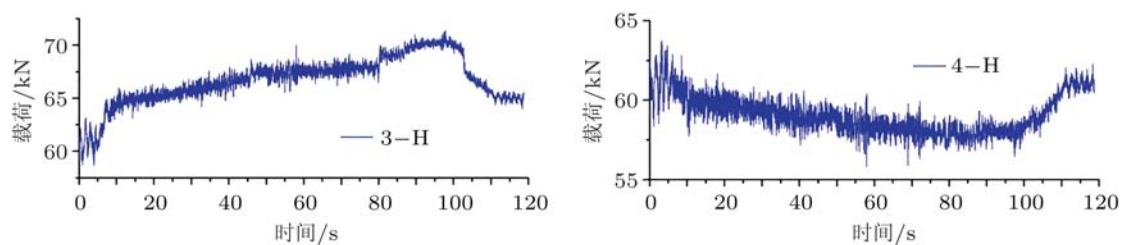


图 6.15

磁轮前轴箱弹簧载荷时间历程

的框架结构且承载状况复杂,为得到其实际运用状态下的载荷特性,北京交通大学结构强度研究团队经过多年的理论研究和试验摸索,开发了测力构架技术,将转向架构架标定为测力构架,对于构架承受的每一种载荷,可以实现独立解耦测量.

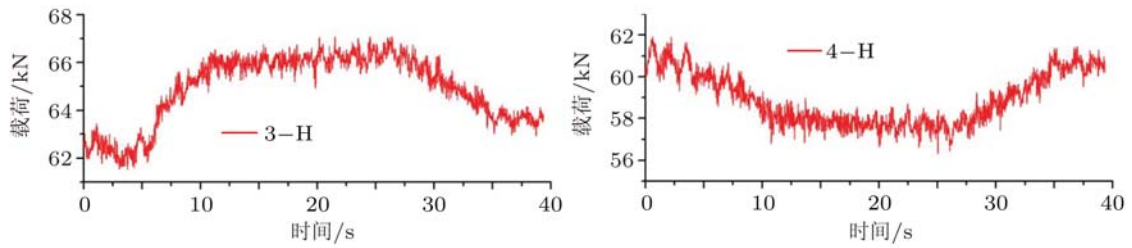


图 6.16

铰轮后轴箱弹簧载荷时间历程

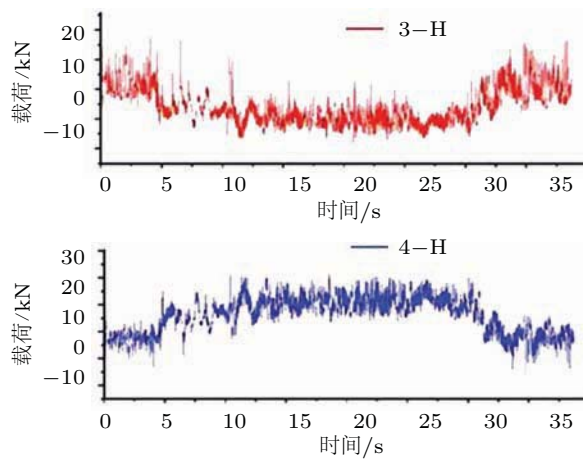


图 6.17

铰轮前定位转臂横向载荷时间历程

### 6.4.3 载荷特性研究

与动应力相似, 转向架构架上的动载荷也随着车辆运用工况、速度以及车轮磨耗状态的变化而变化(徐国祥 2010). 图 6.15 和图 6.16 分别为曲线通过工况下铰轮前、铰轮后 3 位和 4 位轴箱弹簧载荷-时间历程, 表 6.1 列出了铰轮前后弹簧载荷的最大值、最小值和幅值. 可见, 当列车曲线通过时, 同一轴的 2 个轴箱弹簧即 3 位和 4 位, 其载荷波形相反, 真实反映了车辆曲线通过时的增减载情况. 在曲线通过工况下, 铰轮前的轴箱弹簧幅值最大为 6.4 kN; 铰轮后轴箱弹簧幅值最大为 2.8 kN, 铰轮改善了轴箱弹簧的受力状态. 图 6.17 和图 6.18 为曲线通过工况下, 铰轮前、铰轮后定位转臂横向载荷-时间历程, 表 6.2 列出了铰轮前后定位转臂横向载荷. 由图表不难发现, 同一轴的 2 个定位转臂即 3 位和 4 位的载荷波形大小相等、方向相反, 真实再现了转向架曲线通过时其横向载荷情况. 铰轮后, 其横向载荷幅值变化比铰轮前减小约 40%, 说明铰轮对定位转臂横向载荷有明显改善作用.

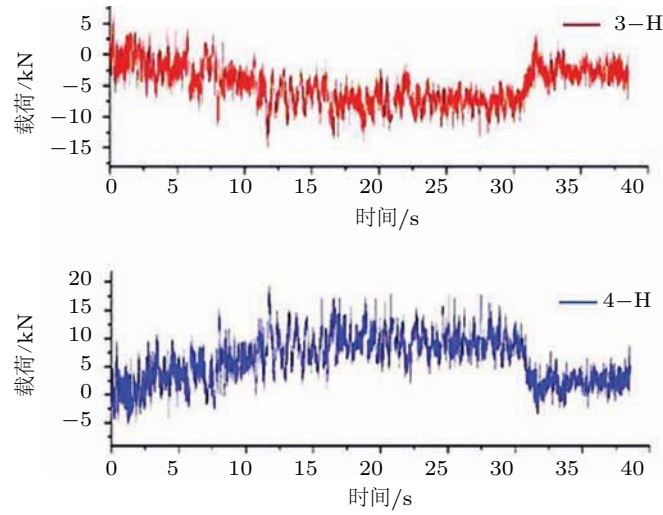


图 6.18

铰轮后定位转臂横向载荷时间历程

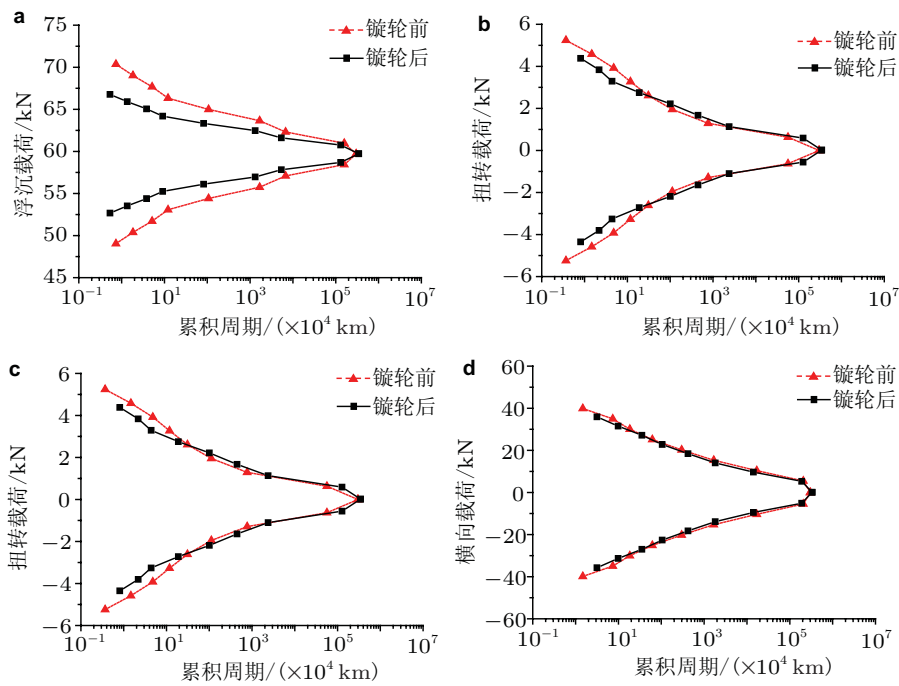


图 6.19

铰轮前后构架基本载荷系载荷谱比较. (a) 浮沉载荷谱, (b) 侧滚载荷谱, (c) 扭转载荷谱, (d) 横向载荷谱

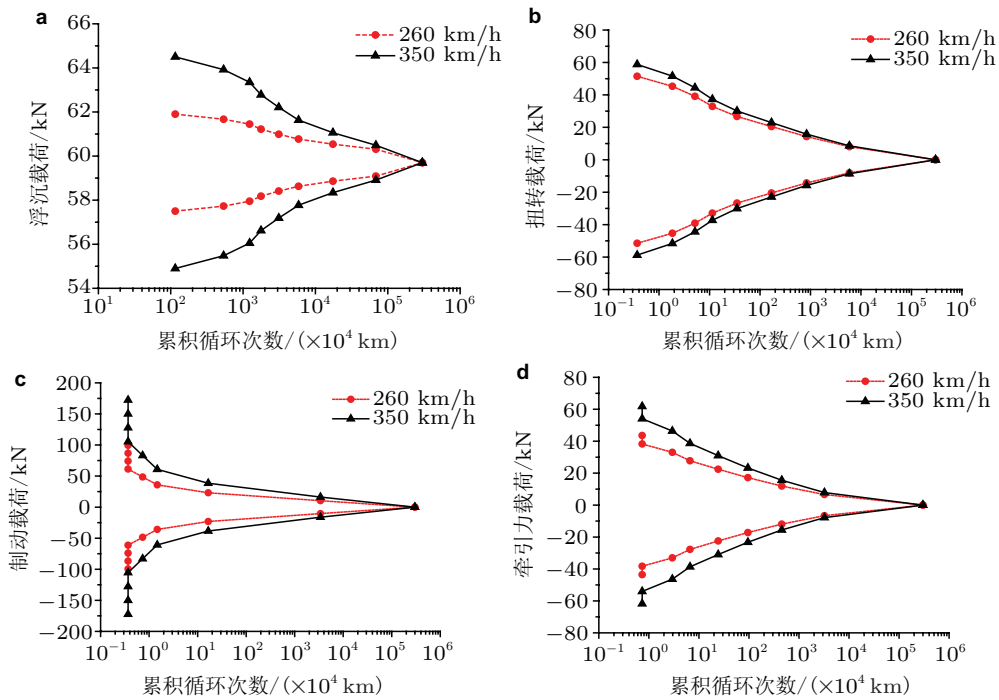


图 6.20

牵引载荷系和制动载荷系与列车运行速度的关系

表 6.1 曲线通过工况轴箱垂向弹簧载荷统计值 (kN)

状态	弹簧位置	最大值	最小值	幅值
铰轮前	3-H	71.4	58.7	6.4
	4-H	63.8	55.8	4.0
铰轮后	3-H	67.1	61.5	2.8
	4-H	61.9	56.3	2.8

表 6.2 曲线通过工况定位转臂横向载荷统计值 (kN)

状态	转臂位置	最大值	最小值	幅值
铰轮前	3-H	20.9	-20.9	20.9
	4-H	24.7	-16.7	20.7
铰轮后	3-H	7.3	-15.3	11.3
	4-H	19.6	-6.3	13.0

### 6.4.4 载荷谱的编制

由实测载荷数据转化为典型载荷谱的过程称为“编谱”。编制载荷谱时，须满足简化后的载荷谱应与实际情况一致，即两者给出的疲劳寿命是一致的，根据有限次的实测数据，估计出整批产品的载荷变化规律，以取得具有代表性的典型谱(郭治军 2011)。载荷谱编制方法包括波动中心法、变均值法、等寿命关系转化法等。依据动车组构架

表 6.3 构架各测点损伤值 ( $\times 10^7/C$ ) 比较

测点	实际损伤	载荷谱系计算损伤	校准载荷谱系计算损伤
1	0.025	0.036	0.069
2	0.035	0.014	0.084
3	0.026	0.011	0.026
4	0.037	0.072	0.130
5	0.021	0.018	0.040
6	0.050	0.041	0.074
7	0.055	0.037	0.056
8	0.180	0.015	0.180
9	0.023	0.012	0.041

的运动特征,将构架所受载荷分解为 4 个基本载荷系和 4 个辅助载荷系,其中基本载荷系为浮沉载荷系、侧滚载荷系、扭转载荷系和横向载荷系,辅助载荷系为牵引载荷系、电机载荷系、齿轮箱载荷系和制动载荷系.实际运用条件下,这些载荷系既有一定的关联性又不具有同步性,当各自编制成载荷系谱后,无法再现载荷系之间的关联特性,这将会导致载荷系谱与结构实际损伤失去对应性.因此,为得到与实际情况一致的载荷谱,需对各载荷谱系进行损伤一致性校准,以建立能够整体体现结构在服役条件下损伤状况的载荷谱(邹晓龙 2010).图 6.19 分别示出了铰轮前后 4 类基本载荷系的载荷谱.可见,铰轮后,轮对状况的改善,使得各载荷谱各级幅值均比铰轮前幅值有所降低.图 6.20 分别示出了牵引载荷系和制动载荷系随列车运行速度的关系,可见,牵引以及制动的载荷幅值和频次均随速度提升而增加.表 6.3 给出了损伤一致性校准后由校准载荷谱计算得到的构架各测点损伤与实际损伤的比较.可见,校准后的载荷谱更为准确可靠,依据该方法可将国际上现行的处于定性层次的构架可靠性试验评定标准和设计规范提升至定量层次,为今后转向架构架的设计和试验提供更为准确的载荷依据.

### 6.5 本节小结

本文从结构疲劳可靠性研究方法、动应力测试与疲劳评估以及结构载荷谱等方面阐述了高速列车关键部件疲劳可靠性分析方面的研究进展.

(1) 仿真分析、台架试验和线路运行试验是结构疲劳可靠性研究的必要手段,互为补充,其中,线路动应力试验对确保结构的疲劳可靠性必不可少;

(2) 结构动应力与运用线路、运用工况以及车轮磨耗等多种因素相关,服役跟踪测试为评定结构疲劳可靠性提供了强有力支撑;

(3) 载荷谱是工程结构强度研究的重要内容,解决结构的定寿、延寿问题.随着结构的复杂性和运用环境的多样性,载荷谱的测试和编制成为工程界研究的热点和难点问题.



## 7 高速列车噪声\*

### 7.1 引言

随着列车运行速度的提高, 高速列车的噪声辐射会显著增加. 沈志云 (2006) 指出, 当运行速度超过 200 km/h, 尤其是达到 300 km/h 以上时, “除了牵引动力、运行安全等限制因素以外, 一个不可逾越的障碍是噪声污染”. 列车运行时产生的振动和噪声不但对列车设备和旅客产生不利影响, 而且对周围环境和居民也造成了干扰. 考虑到对乘客舒适度及周边环境产生影响, 国际铁路联盟 (International Union of Railways, UIC) 规定了噪声限值, 在列车运行速度为 300 km/h 时, 车内噪声不高于 68 dBA, 车外距离铁路轨道中心 25 m 远, 3.5 m 高处噪声不高于 91 dBA. 日本新设计的高速列车, 设计和试验速度均达到了 350 km/h, 但由于受环境噪声的限制, 只允许以 300 km/h 的速度运行. 法国国铁也曾由于东南高速列车运行产生的噪声问题而被罚款, 进而采取了多项减振降噪补救措施. 因此噪声问题直接关系到高铁的实用性和可持续发展. 高铁设计必须从低噪声设计出发. 研究高速列车噪声产生及传播的机理, 提出合理的降噪措施, 显得非常有必要.

高速列车的噪声主要来自 3 个方面: 机车牵引噪声、轮轨噪声和气动噪声 (Talotte et al. 2003). 在不同的运行速度下, 它们所占的比重不同. 传统列车的速度较低, 其噪声主要以牵引噪声和轮轨噪声为主, 气动噪声所占的比重很小. 相关研究结果表明, 牵引噪声、轮轨噪声分别与列车运行速度的一次方和三次方成正比, 而气动噪声与列车运行速度的六次方成正比. 随着列车运行速度的不断提高, 气动噪声超越牵引噪声和轮轨噪声, 成为高速列车最主要的噪声来源. 气动噪声传到车内会严重影响乘客舒适性, 向周围环境传播会引起环境噪声污染, 对铁路沿线居民的生活和工作产生重大影响. 因此, 必须对高速列车气动噪声产生的机理进行研究, 准确地预测气动噪声的大小, 并以此准确和有效地指导如何控制和降低气动噪声.

研究高速列车气动噪声的关键之一就是要确定高速列车车身周围气动噪声源的分布及变化规律. 目前识别高速列车气动噪声源主要是通过风洞试验、现场测量和数值仿真. 由于试验具有费用高、受线路等因素影响以及测量数据有限等局限性 (刘加利等 2010), 因此, 利用气动噪声仿真方法预测和评估高速列车气动噪声成为研究和降低高速列车气动噪声的关键技术之一. 计算流体力学方法在很大程度上弥补了实验方法和理论方法的不足, 成为研究高速列车气动噪声问题的强有力工具. 采用计算流体力学方法和计算气动声学方法研究高速列车气动噪声问题, 具有周期短、费用低等优

\* 本节撰写人: 陈启生<sup>1</sup>, 刘秋生, 李家春, 胡开鑫

<sup>1</sup> E-mail: qschen@imech.ac.cn

点,在设计列车新头型及改进关键部件之前,越来越受到生产厂家的重视.气动声学的发展是随着飞机、汽车及火车等降噪需求而发展起来的.

目前,研究人员广泛使用两类方法来预测气动噪声.一类是直接模拟方法,包括采用直接数值模拟(DNS)、大涡模拟(LES)或雷诺平均方法(RANS)来计算近场噪声的产生.由于高速列车的几何复杂性,以及DNS和LES对网格的要求,因此采用DNS和LES对高速列车噪声进行模拟不现实.虽然雷诺平均的方法降低了对网格数的要求,但因为雷诺平均方法对亚格子尺度声源的捕捉不够,因此不能准确地模拟高速列车气动噪声问题(Sun & Song 2012).另一种是声学类比方法.Lighthill(1952, 1954)于20世纪50年代提出了Lighthill方程,其假设适用于自由空间.Curle(1955)利用Kirchhoff方法将Lighthill理论推广到具有静止固体边界的噪声问题.Ffows Williams和Hawkings(1969)用广义函数将Curle的公式扩展到运动固体边界情况下的声学问题,即Ffows Williams-Hawkings方程(简称FW-H方程).Goldstein(1974)利用Green函数方法得到了均匀介质中运动物体的广义Lighthill方程.Hawkings(1979)利用Kirchhoff积分建立了高速转子的气动声学模型.Farassat等(1981,1988)将Kirchhoff公式扩展为任意亚音速、超音速运动表面产生的声场.Francescantonia(1997)结合Kirchhoff公式和FW-H方程得到了适用范围更广的K-FWH(Kirchhoff-Ffows William and Hawkings)方程.K-FWH方法又可以叫做可穿透积分面的FWH方法,为现在最流行的噪声计算方法(Farassat 2006).与FWH方法不同,该方法允许流体穿越噪声面.该方法中,噪声面的选取应包含全部或者大部分的四极子噪声源.本文采用K-FWH方法进行远场噪声的模拟.

对高铁噪声的研究从高铁诞生就已开始(Grosche et al. 1980).早期关于其噪声的研究主要集中在轮轨噪声方面(Peters 1973; Remington 1976a, 1976b; Rudd 1976; Ver 1976; Galaitsis & Bender 1976; Barsikow et al. 1987),后来才发展到气动噪声(King III 1977, 1978, 1979a, 1979b; Bechert et al. 1978; Stiewitt et al. 1980; Pfizenmaier & King III 1984; Hanson 1993).国际铁路噪声会议(International Workshop on Railway Noise, IWRN)是目前铁路噪声问题研究领域最具影响力的国际会议.第十一届会议于2013年9月在瑞典举办,会议内容的主题包括:轮轨滚动噪声、气动噪声和高速度、地面噪声和振动、曲线和制动啸叫、车内噪声、轮轨研磨和粗糙度、理论模拟和预测工具、减噪技术、测量、监测和分析工具、减噪经济、监管和法规.铁路噪声的主要研究领域都可从中体现.

在气动噪声方面,研究的对象包括受电弓导流罩(Holmes et al. 1997)、列车下部(Kitagawa & Nagakura 2000)、列车表面的凹腔(Sassa et al. 2001)、列车转向架(Takaishi et al. 2002)、头车和第2节车厢前半部分(Masson et al. 2012)等产生的气动噪声,主要方法包括有限元与边界元法(Holmes et al. 1997, Sassa et al. 2001)、大涡模拟结合紧

致 Green 函数法 (Takaishi et al. 2002)、格子玻尔兹曼方法 (Masson et al. 2012). 然而由于高速列车噪声的多源性和复杂性, 国外现有噪声研究仍缺乏普适性. 尤其速度在 350 km/h 以上的高铁噪声研究还基本处于空白.

国内在铁路噪声领域的研究起步较晚, 气动噪声的研究几乎是空白. 直到最近几年, 随着我国大力发展高速铁路, 对高速列车气动噪声的研究才开始兴起并逐年增多, 但主要集中在数值模拟方面. 以下列出了这些研究的主要内容和结论.

肖友刚等 (2008a, 2008b) 研究了高速列车头部诱导的气动噪声, 并求出了司机室内的气动噪声在不同频率点的声压分布. 孙振旭等 (2010, 2012) 对 CRH3 型高速列车在 300 km/h 速度下的气动噪声进行分析和评估. 刘加利等 (2009, 2010, 2011) 数值模拟了不同运行速度下高速列车在平地、路堤和高架桥上的外部流场, 再利用宽频带噪声源模型对车身表面气动噪声源进行了计算. 杨帆等 (2010, 2012) 研究了导流罩对集电部外流场和气动噪声的影响. 计算结果表明集电部产生的气动噪声以偶极子声源为主, 合理的设计能使得导流罩较好地引导气流, 起到降低集电部气动噪声的作用. 黄莎等 (2009, 2011, 2012) 对高速列车转向架和车辆连接部位的气动噪声进行数值模拟. 研究结果表明: 转向架和车厢连接部位的气动噪声无明显的主频率, 是一种宽频噪声; 采用全风挡方案较无风挡时有效避免气流在凹槽内剧烈扰动, 气动噪声平均降幅 4.27 dB(A). 郑拯宇和李人宪 (2011, 2012a, 2012b) 对高速列车表面气动噪声偶极子声源进行数值分析, 获得偶极子声源分布. 列车运行速度为 270 km/h、频率为 2.5 kHz 时, 声压级在 90 dB 以上的气动偶极子声源主要分布在车底转向架附近, 其最大声源声压级约 97 dB, 是高速列车主要的气动噪声源区. 肖友刚等 (肖友刚 & 时彧 2012, Yang et al. 2012) 计算截面为矩形、圆形、椭圆形时受电弓绝缘子的气动噪声, 从降低气动噪声的角度出发, 确定优化的受电弓绝缘子截面形状为椭圆形, 且椭圆的长轴应与气流方向一致. 研究表明增大受电弓零部件尺寸, 减少受电弓零部件数量, 有利于降低受电弓的气动噪声.

## 7.2 高速列车气动噪声评估

### 7.2.1 气动噪声计算方法

2008 年初, 为了达到京沪高速铁路的设计目标, 原铁道部提出新一代高速列车头型设计的总体技术构想. 2009 年以来, 中科院力学所等单位开展了京沪线新一代高速列车头型的气动噪声计算及评估工作 (陈启生等 2011, 2012a, 2012b, 2013; 喻华华 2013, Yu & Li 2013a, 2013b), 并对相关企业 in 方案设计阶段的 11 种高速列车新头型进行了气动噪声评估 (图 7.1). 11 种新头型分别为: Rocket, River, Horse, Dragon, Sword, Crane, Emu08, 9, 11, Warrior 和  $n + p$ . 下面介绍对高速列车整车模型气动噪声分布、头型评



图 7.1

方案设计阶段的部分新头型, 分别为 (1) Rocket, (2) River, (3) Horse, (4) Dragon, (5) Sword

估、关键噪声源部件和车内噪声方面的研究情况。

分别采用 CAA++ 等软件对高速列车气动噪声进行了模拟, 过程如图 7.2 所示。CAA++ 软件首先利用雷诺平均的方法 (RANS) 对高速列车外部流场进行模拟。在得到列车外部稳定流场后, 利用非线性声学求解器 (NLAS) 对高速列车近场声源进行计算, NLAS 方程组从 Navier-Stokes 方程组推导而来, 将速度和压力分解为统计平均量及脉动量, 故对压力及速度脉动的模拟较为准确。然后插值得到噪声面上的数据, 利用 K-FWH 方法得到标准观测点的噪声分布。

对于高速列车气动噪声预测及评估采用以下计算方案: (a) 采用含转向架 3 辆编组 1:1 实车模型, 不含受电弓。 (b) 假定受电弓及列车连接处风挡对远场气动噪声的影响具有叠加效应。对头型评估计算中不考虑受电弓及列车连接处的影响。 (c) 由于列车的地面效应, 只考虑除地面之外的 5 个噪声面对远场噪声的传播影响。即假设向地面传播的噪声不向远场传播。

NLAS 的初始流场中应包含湍流各项异性信息。流场求解采用预处理可压缩方法, 采用二方程 Cubic  $k-\varepsilon$  湍流模型。该湍流模型 Cubic  $k-\varepsilon$  控制方程如下 (Graft et al.

流动噪声数值模拟工作流程图

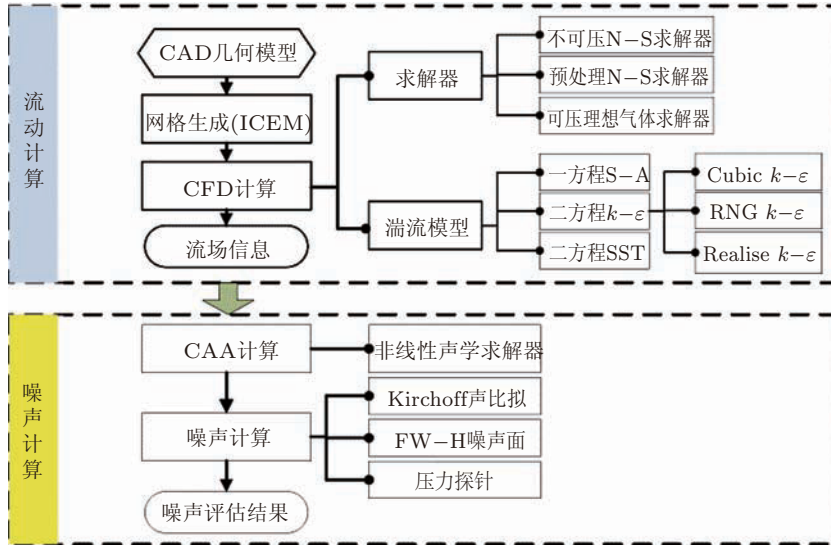


图 7.2

流动噪声预测与评估数值平台

1999)

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{k}}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{k}}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial \tilde{k}}{\partial x_i} \right] + P_k - \bar{\rho} \tilde{\varepsilon} \quad (7.1)$$

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{\varepsilon}}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{\varepsilon}}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial \tilde{\varepsilon}}{\partial x_i} \right] + [C_{e1} P_k - (C_{e2} \bar{\rho} \tilde{\varepsilon} - E)] T_t^{-1} \quad (7.2)$$

其中,  $P_k = -\overline{\rho u'_i u'_i} \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j}$ ,  $\overline{\rho u'_i u'_j} = \alpha \bar{\rho} \frac{2}{3} \tilde{k} \delta_{ij} - \mu_t S_{ij}^* + c_1 \frac{\mu_t \tilde{k}}{\tilde{\varepsilon}} (S_{ik}^* S_{kj}^* - \frac{1}{3} S_{kl}^* S_{kl}^* \delta_{ij}) + c_2 \frac{\mu_t \tilde{k}}{\tilde{\varepsilon}} (\Omega_{ik} S_{kj}^* + \Omega_{jk} S_{ki}^*) + c_3 \frac{\mu_t \tilde{k}}{\tilde{\varepsilon}} (\Omega_{ik} \Omega_{jk} - \frac{1}{3} \Omega_{lk} \Omega_{lk} \delta_{ij}) + c_4 \frac{\mu_t \tilde{k}^2}{\tilde{\varepsilon}^2} (S_{ki}^* \Omega_{lj} + S_{kj}^* \Omega_{li}) S_{kl}^* + c_5 \frac{\mu_t \tilde{k}^2}{\tilde{\varepsilon}^2} (\Omega_{il} \Omega_{lm} S_{mj}^* + S_{il}^* \Omega_{lm} \Omega_{mj} - \frac{2}{3} S_{lm}^* \Omega_{mn} \Omega_{nl} \delta_{ij}) + c_6 \frac{\mu_t \tilde{k}^2}{\tilde{\varepsilon}^2} S_{ij}^* S_{kl}^* S_{kl}^* + c_7 \frac{\mu_t \tilde{k}^2}{\tilde{\varepsilon}^2} S_{ij}^* \Omega_{kl} \Omega_{kl}$ ,  $S_{ij}^* = (\frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i}) - \frac{2}{3} \frac{\partial \tilde{u}_k}{\partial x_k} \delta_{ij}$ ,  $\Omega_{ij} = (\frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} - \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i})$ ,  $S = \frac{\tilde{k}}{\tilde{\varepsilon}} \sqrt{\frac{1}{2} S_{ij}^* S_{ij}^*}$ ,  $\Omega = \frac{\tilde{k}}{\tilde{\varepsilon}} \sqrt{\frac{1}{2} \Omega_{ij} \Omega_{ij}}$ . 时间尺度  $T_t = \frac{\tilde{k}}{\tilde{\varepsilon}} \max\{1, \xi^{-1}\}$ , 其中  $\xi = \sqrt{R_t} / C_\tau$ ,  $R_t = \tilde{k}^2 / (\nu \tilde{\varepsilon})$ ,  $C_\tau = \sqrt{2}$ . 涡黏系数:  $\mu_t = \alpha C_\mu f_\mu \bar{\rho} \tilde{k}^2 / \tilde{\varepsilon}$ . 其他参数为:  $C_\mu = \frac{2/3}{A_1 + S + 0.9\Omega}$ ,  $C_1 = \frac{3/4}{(1000 + S^3)C_\mu}$ ,  $C_2 = \frac{15/4}{(1000 + S^3)C_\mu}$ ,  $C_3 = \frac{-19/4}{(1000 + S^3)C_\mu}$ ,  $C_4 = -10C_\mu^2$ ,  $C_5 = 0$ ,  $C_6 = -2C_\mu^2$ ,  $C_7 = -C_6$ ,  $f_\mu = \frac{1 - e^{-A_\mu R_t}}{1 - e^{-\sqrt{R_t}}}$ ,  $E = A_{E\tau} \rho \max[\tilde{k}^2, (\nu \tilde{\varepsilon})^4] \sqrt{\tilde{\varepsilon} T_t} \Psi_\tau$ ,  $\Psi_\tau = \max \left\{ \frac{\partial \tilde{k}}{\partial x_j} \frac{\partial \tau}{\partial x_j}, 0 \right\}$ ,  $\tau = \tilde{k} / \tilde{\varepsilon}$ .

### 7.2.2 非线性声学求解器

求解速度及压力的脉动方程采用非线性声学方法 (NLAS), 故对压力及速度脉动的模拟较为准确. NLAS 方程组从 Navier-Stokes 方程组推导而来, 将速度和压力分解为统计平均量及脉动量, 其形式如下 (Batten et al. 2004)

$$\frac{\partial \mathbf{q}'}{\partial t} + \frac{\partial \mathbf{F}'_i}{\partial x_i} - \frac{\partial (\mathbf{F}_i^v)'}{\partial x_i} = -\frac{\partial \bar{q}}{\partial t} - \frac{\partial \bar{\mathbf{F}}_i}{\partial x_i} + \frac{\partial (\bar{\mathbf{F}}_i^v)}{\partial x_i} \quad (7.3)$$

其中, 第 1 项为时间脉动项, 第 2 项为对流脉动项, 第 3 项为黏性脉动项, 方程右边为平均项. 每一项的表达式如下

$$\left. \begin{aligned} \mathbf{q}' &= \begin{bmatrix} \rho' \\ \bar{\rho}u'_j + \rho'\bar{u}_j + \rho'u'_j \\ e' \end{bmatrix} \\ \mathbf{F}'_i &= \begin{bmatrix} \bar{\rho}u'_i + \rho'\bar{u}_i \\ \rho'\bar{u}_i\bar{u}_j + \bar{\rho}u'_i u'_j + \bar{\rho}u'_i\bar{u}_j + p'\delta_{ij} \\ u'_i(\bar{e} + \bar{p}) + \bar{u}_i(e' + p') \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \rho'u'_i \\ \bar{\rho}u'_i u'_j + \rho'u'_i\bar{u}_j + \rho'\bar{u}_i u'_j + \rho'u'_i u'_j \\ u'_i(e' + p') \end{bmatrix} \\ (\mathbf{F}_i^v) &= \begin{bmatrix} 0 \\ \tau'_{ij} \\ -\theta'_i + u'_k \bar{\tau}_{ki} + \bar{u}_k \tau'_{ki} \end{bmatrix} \end{aligned} \right\} \quad (7.4)$$

利用非线性声学求解器 NLAS 计算噪声面压力脉动, 可以在网格较粗糙, 计算远低于 LES 的情况下, 对近场气动噪声给出高精度的模拟. 为产生最佳的 NLAS 计算初始流场, 以定常 RANS 计算残差进入稳定震荡后, 达到收敛的流场作为非定常 NLAS 计算的初场. 根据经验, 定常解需要计算 3000 步.

### 7.2.3 K-FWH 方法

利用 NLAS 计算得到高速列车近场声源后, 利用插值得到噪声面上的压力和速度随时间的变化数据, 采用 K-FWH 方法得到远场观测点的噪声分布. K-FWH 控制方程为 (Francescantonia 1997)

$$\left( \frac{1}{c_0^2} \frac{\partial^2}{\partial t^2} - \nabla^2 \right) p' = \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} (T_{ij} H(f)) - \frac{\partial}{\partial x_i} (L_i \delta(f_b)) + \frac{\partial}{\partial t} (\rho_0 U_n \delta(f_b)) \quad (7.5)$$

其中, Lighthill 张量分量  $T_{ij} = \rho u_i u_j - P_{ij} - c_0^2 \rho' \delta_{ij}$ ,  $U_i = v_i + \frac{\rho}{\rho_0} (u_i - v_i)$ ,  $L_i = -P_{ij} n_j + \rho u_i (u_n - v_n)$ , 压力扰动量与密度扰动量的关系为  $p' = c_0^2 \rho'$ ,  $P_{ij}$  为应力张量分量,  $c_0$  为音速. 在 K-FWH 方程中, 采用了 Kirchhoff 不连续面假设, 与传统的 FW-H 方程相比, 该形式适用于积分面与物面不重合且可穿透的情况. 新形式的 FW-H 方程同时具有了 Kirchhoff 公式和 FW-H 方程的优点, 既可以满足积分面位于非线性区域的情况, 又

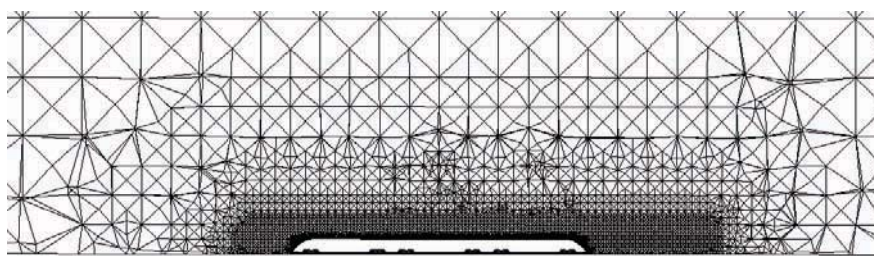


图 7.3

列车周围网格示意图

具备了 Kirchhoff 积分面可穿透性的特点. 在计算中需要利用噪声面上所有速度及压力变量的时间经历, 不需要空间微分. FW-H 方程的解包含面积分和体积分, 但一般通过表面积分就可以得到很好的近似解. K-FWH 方程中后面的 3 项已不再具有原来 F-WH 方程所表示的厚度噪声、载荷噪声以及四极子噪声.

#### 7.2.4 气动噪声分布

在对高速列车进行噪声计算时, 采用的模型为含转向架 3 辆编组 1:1 实车模型, 速度为 350 km/h. 整个计算区域长 800 m, 宽 400 m, 高 200 m, 列车位于整个计算区域  $xy$  平面的中心. 计算区域选取足够大, 使得边界条件对列车周围流场的影响很小. 在车身周围进行网格加密 (图 7.3), 同时考虑列车尾部流场影响, 加密区在列车尾部向后延伸一定距离. 为了模拟边界层流动, 在列车表面设置三棱柱网格, 设置为 6 层, 总厚度 30 mm, 相邻两层之间的高度比为 1.2, 边界层网格见图 7.4 所示. 车身表面的最大网格设置为 64 mm, 转向架系统的几何非常复杂, 为了尽量捕捉其几何外形, 对该区域进一步网格加密, 使得转向架表面的网格最大尺寸不超过 32 mm (图 7.5). 包含转向架系统的网格数约 1600 万, 采用的时间步长为  $\Delta T = 0.000\ 02$  s. 采用中科院网络中心深腾 7000 服务器 128 个 CPU 进行并行计算, 平均流场的 CFD 计算需要 2 d, 气动声压的 NLAS 计算需要大约 14~20 d. 由于列车的地面效应, 只考虑除地面之外的 5 个噪声面对远场噪声的传播影响. 为了捕捉高速列车周围的噪声源, 列车周围非定常、复杂流动区域应包含在噪声面内. 列车尾部的分离流动区域应包含在噪声面内, 选取的噪声面如图 7.6 所示. 对于高频噪声的计算, 假设每个波长的捕捉需要最少 10 个时间步, 那么可以模拟的频率为,  $f_m = 1/(10\Delta T) = 5\ 000$  Hz.

图 7.7 给出了利用 K-FWH 方法得到的含转向架 3 辆编组列车 (CRH3) 不同位置观测点噪声分布, 这里假定观测点随列车运动. 标准观测点距轨道中心线 25 m, 距轨道路面高度 3.5 m, 标准观测点的最大噪声值出现在尾车部分. 对于距离轨道中心线 4 m 和 5 m 的观测点噪声水平, 同样利用 K-FWH 方法得到. 在距列车 4 m 和 5 m 处,

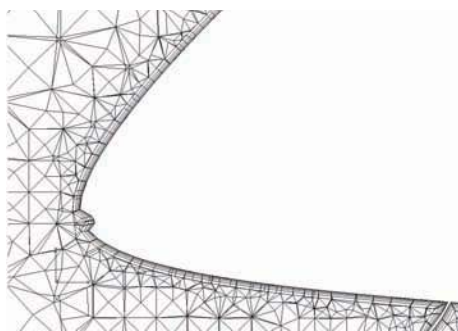


图 7.4

车身表面边界层网格

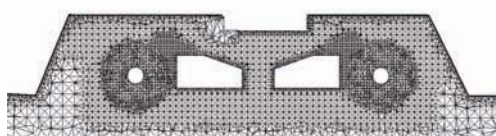


图 7.5

转向架区域网格示意



图 7.6

列车周围噪声面

头车周围的气动噪声水平较高,故有必要在头车车厢采取噪声隔离措施以防止气动噪声传入车内.另外气动噪声向环境传播造成环境噪声干扰,有必要在高速铁路沿线采用噪声屏障等噪声隔离措施.图 7.8 为列车中部 ( $x = 0$ ) 位置对应的随列车运动的标准观测点噪声频谱分布.最大噪声对应频率范围在 200~1000 Hz 之间.实心方块符号为京津城际铁路亦庄站附近测量的噪声频谱分布,列车运行速度大约为 330 km/h 左右,模拟得到的 1 kHz 以下的频谱分布与试验测量的频谱分布符合较好.对于头型的评估,本文只考虑含有转型架的 3 辆编组实车模型,而实际线路运行列车还具有受电弓,另外受到计算资源的限制,计算得到的 1 kHz 以上噪声频谱值比试验测量值偏低.

在对不同新头型高速列车气动噪声进行评估时,均采用含转向架的 3 辆编组实车模型.图 7.9 为含转向架 3 辆编组列车在距离轨道路面高度  $z = 0$  m 和  $z = 0.2$  m 处的声压分布.近场声压由非线性求解器 (NLAS) 求得.红色和蓝色分别表示高压和低压的声压区,其中红色表示声压超过 100 Pa,蓝色表示声压低于 -100 Pa.这些高压和



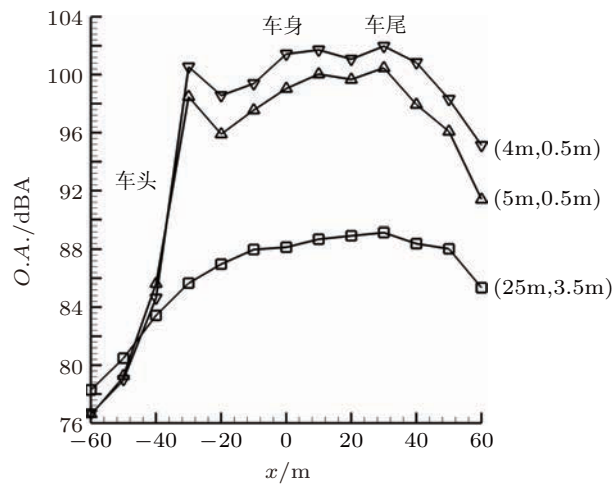


图 7.7

含转向架 3 辆编组列车 (CRH3) 不同位置观测点噪声分布

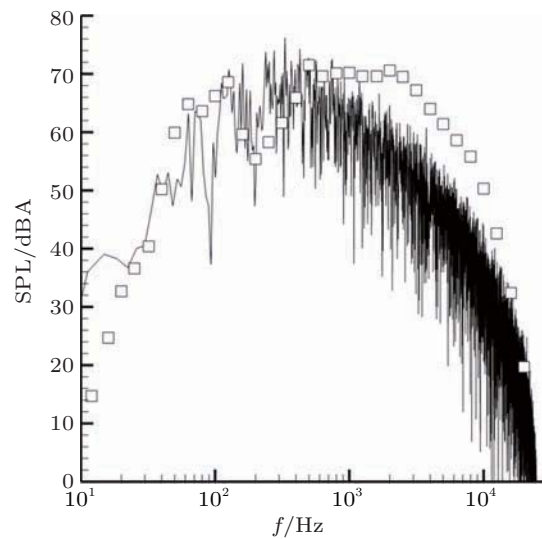


图 7.8

3 辆编组高速列车 (CRH3) 实车模型噪声频谱计算结果与试验测量结果比较

低压的声压区由转向架和流场相互作用产生, 并从转向架区域脱落, 在沿着列车不断向后运动的过程中, 逐渐增强. 这些结构-漩涡噪声主要通过转向架复杂的结构形状与流场相互作用产生. 因此在转向架外侧增加裙板可以减轻其对流场的干扰, 降低结构-漩涡噪声的产生.

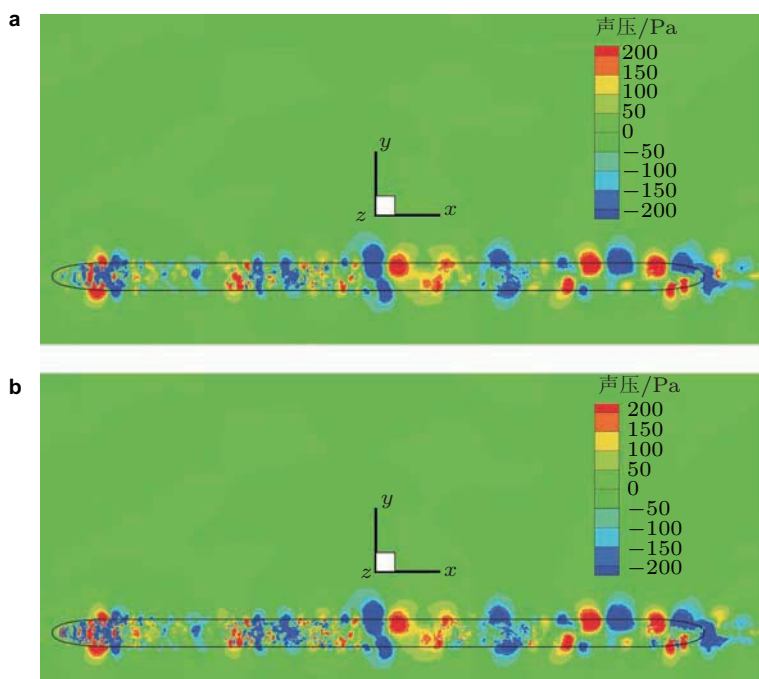


图 7.9

含转向架 3 辆编组列车在不同位置横截面上的声压分布. (a) 距离轨道路面高度  $z = 0$  m, (b)  $z = 0.2$  m

### 7.2.5 高速列车头型评估

国外引进 CRH2 动车组, 车头长 9.4 m, 设计最高速度为 250 km/h (图 7.10), 通过牵引动力增加后的高速列车为 CRH2-300, 最高速度达到 350 km/h. 新一代高速列车头型 Rocket 车头长 12 m, 比 CRH2 原型车增加 2.6 m, 长细比为 3.675. 图 7.11 给出了计算得到 Rocket 头型纵向中心截面速度矢量图, 其中颜色表示速度的大小. 列车运行时, 与空气产生复杂的相对运动, 当前方来流遇到列车头部时, 气流速度迅速降低, 在头部鼻锥处气流速度降为零, 动能转变成势能, 形成此处压力最大的驻点. 流向车体下方的气流绕过排障器尖端, 通过排障器与地面之间的间隙向后流动, 在排障器尖端下部产生流动分离并形成局部涡流. 流向鼻锥上方的气流沿车头上表面逐渐加速, 在司机室顶部曲率最大处达到速度最高值. 气流经过列车底部时, 驱动转向架空腔形成典型的腔体流动, 在腔体内部形成漩涡, 转向架凹腔区域内存在回流区和死水区, 流动速度很低. 气流在列车尾部发生流动分离, 受气流的下压作用, 流动方向向下偏转, 在列车尾部形成非定常尾流.

车头部位的高压流动、转向架区域复杂流动、车身的湍流边界层和车尾部漩涡脱落是产生气动噪声的重要噪声源. 转向架区域的流动状态复杂, 流动分离会导致严重



图 7.10

CRH2 及 Rocket 新头型动车组

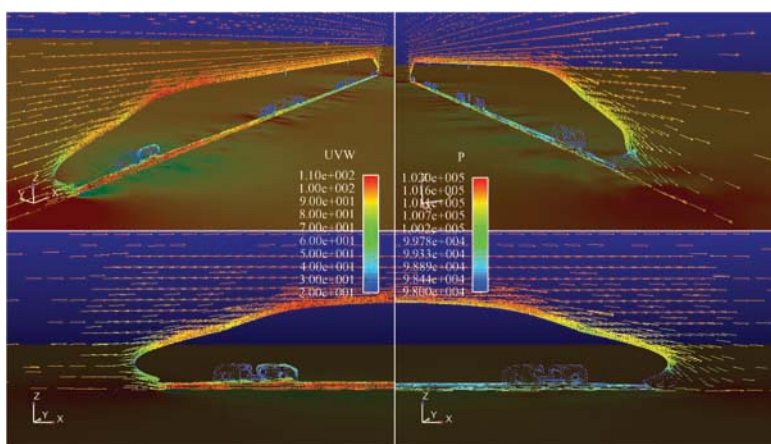


图 7.11

Rocket 头型纵向中心截面的速度矢量图

的气动噪声。声压沿列车表面呈现正负交替变化,表明列车表面的湍流边界层是典型的偶极子声源。湍流边界层在列车表面沿流动方向不断发展,声压也不断增加。Rocket, Sword 及 CRH2 的标准观测点噪声比较见图 7.12。标准观察点随车运动。Rocket 头型的噪声在所有头型中气动噪声最低,最大值为 84.2 dBA,出现在头车位置  $x = -20$  m 处。Rocket 头型的噪声分布呈双峰型,车头及车尾分别出现噪声峰值。头车的噪声峰值是由于钝头体的绕流的扰动引起。中间车噪声逐渐降低。在尾车后部,噪声出现另一个峰值,这是由于尾部绕流的扰动引起。在 350 km/h 下, Rocket 远场噪声比 CRH2 低 7 dBA, Sword 比 CRH2 低 2dBA。由此可见, CRH2-300 在 350 km/h 下,标准观测点的噪声水平将超过 UIC 的标准,而 Rocket 新头型则满足 UIC 的标准。

对 11 种新头型 3 辆编组的气动噪声进行计算时,均采用 3 辆编组 1:1 模型,车速为 350 km/h。11 种新头型与 CRH2-300 在标准观测点处最大噪声值比较见图 7.13。噪

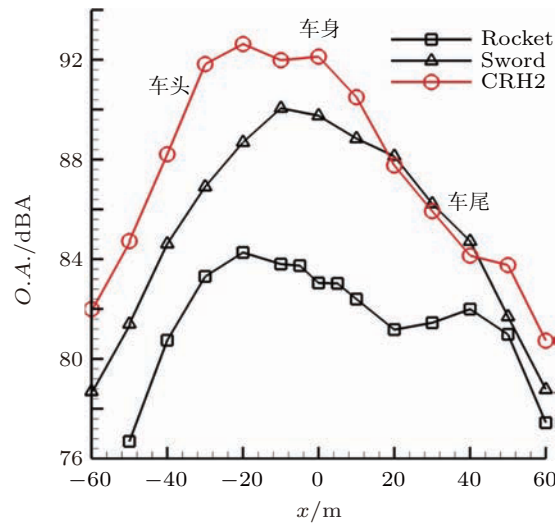


图 7.12

Rocket、Sword 及 CRH2 标准观测点噪声比较

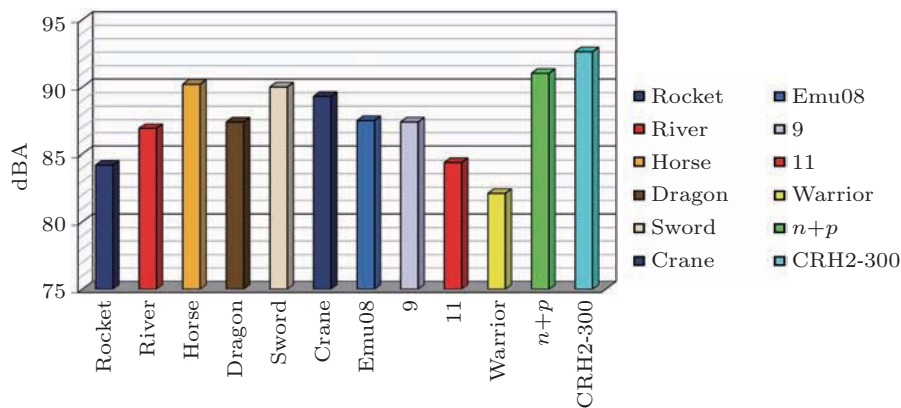


图 7.13

11 种新头型与 CRH2-300 在 350 km/h 下标准观测点的噪声水平比较. 计算采用 3 辆编组, 标准观测点距轨道中心横向距离为 25 m, 高 3.5 m

声值最低的为 Rocket, Warrior 和 11. 噪声值其次低的为 River, Dragon, Emu08 和 9. 标准观测点噪声值最高的为 Horse, Sword, Crane 和  $n+p$ .

### 7.2.6 噪声与速度关系

一般认为, 气动噪声与列车运行速度的 6 次方成正比. 随着列车降噪技术的实施, 需要重新认识气动噪声与速度变化的关系. 图 7.14 显示了标准观测点最大叠加声级与列车运行速度的关系. Rocket 头型比原型车 CRH2-300 增加 2.6 m (CRH2-300 动

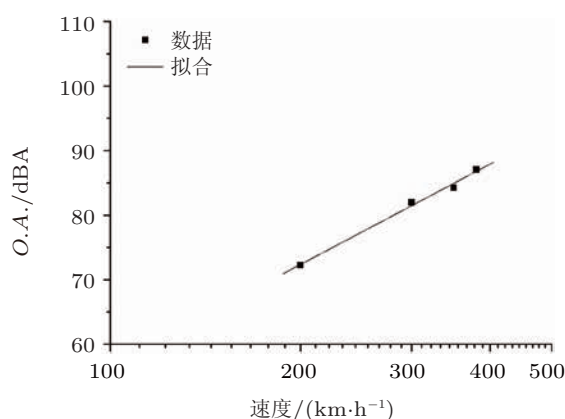


图 7.14

Rocket(含转向架)标准观测点的最大叠加声压级与速度变化的关系

车组车头长 9.4 m). Rocket 头型在标准观测点的最大叠加声压级与列车时速的拟合公式为

$$O.A. = -46.69 + 51.73 \log(a), \quad (7.6)$$

其中,  $a$  为列车时速. 从上式可以看出, 气动噪声与列车运行速度的 5.1 次方成正比.

### 7.2.7 高速列车受电弓及连接处的气动噪声影响

喻华华等 (喻华华 2013, Yu & Li 2013a, 2013b) 运用同样的 NLAS/FW-H 混合计算方法, 研究了高速列车的受电弓系统 (图 7.15)、车厢连接处 (图 7.16) 和转向架区域 (图 7.17) 等其他关键部位的气动噪声, 分析了其产生机理, 声源特性, 辐射噪声的频率谱和时空分布及传播规律. 结果表明: 受电弓的气动噪声主要分 2 种, 一是弓头和底座框架分离流动非定常气动力产生的偶极子声源, 二是各种构件表面的湍流所产生的四极子声源. 其中前者是最重要的气动噪声来源, 应设计成流线型来降低气动噪声. 受电弓系统的 A 计权 1/3 倍频程声压级的噪声能量频谱集中在 200 Hz 到 5 kHz 的中高频段. 在距离超过 25 m 以后向展向辐射的噪声随距离的衰减类似于球面声波, 且噪声能量与速度的 4 次方成正比. 受电弓导流罩的设计应采用没有前后导流板, 仅有两侧挡板的结构方案. 挡板应设计成流线型外形, 高度可以接近受电弓, 以利于阻挡受电弓的辐射噪声.

车厢连接处的风挡结构对气动噪声也有较大影响. 当风挡处有较大间隙时会形成涡流, 导致较强的压力脉动, 从而在局部会形成强噪声源. 而平滑连接的风挡形式相当于将前后两节车厢连成一节, 有利于保持流动的平滑过渡, 不会产生剧烈压力脉动导致局部较强的噪声源. 因此应尽可能地设计风挡使车厢连接部位平滑过渡, 减小中

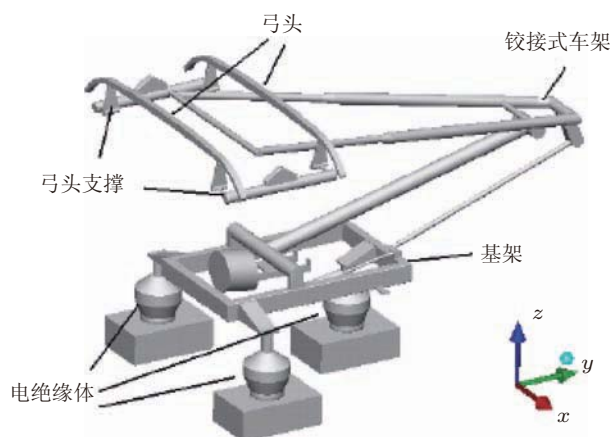


图 7.15

简化后的 DSA-350 型高速受电弓系统计算模型



图 7.16

CIT400B 检测列车车厢连接处的风挡外形图

间的间隙, 以尽可能减小气动噪声.

转向架区域的噪声比车底平直段平均高 10 dB, 头车转向架最大声压级的位置在裙板豁口和轮腔后缘, 尾车转向架最大声压级在裙板豁口. 排障器、裙板和轮腔外形设计应该尽量平滑过渡, 多使用倒角, 避免棱角, 有助于降低转向架区域的气动噪声.

### 7.2.8 车内噪声

高速列车室内噪声的噪声源主要分为 3 类: 一是轮轨噪声, 二是气动噪声, 三是受电弓产生噪声. 列车运行时产生的各类噪声源通过透射、直达、一次固体传播和二次固体传播的方式传递到列车室内. 图 7.18 显示了列车噪声源的种类及其传播方式. 以下主要概述轮轨激励引起的结构振动和列车表面脉动压力对高速列车室内噪声的影响.



图 7.17

高速列车转向架区域外形

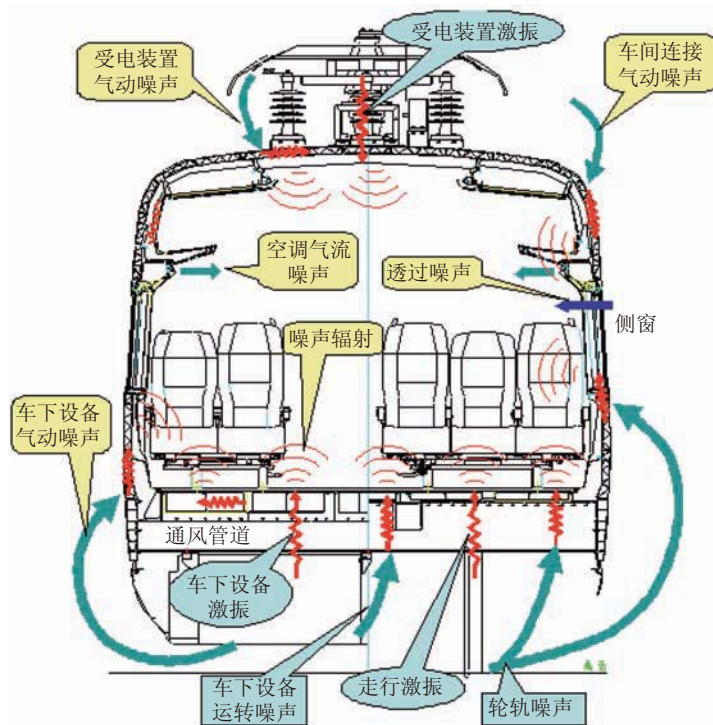


图 7.18

列车噪声源种类及其传播方式示意图

在低速运行时, 列车的轮轨噪声占主导地位, 研究轮轨激励引起的结构振动噪声, 对高速列车室内噪声预测、噪声控制尤为重要. 刘秋生等 (2013) 利用 ANSYS 有限元法对列车车厢进行模态分析. 研究发现车体采用中空铝型材焊接而成, 刚性较好, 低阶模态呈现整体特性, 在较高的频率段, 各阶模态振型间耦合较大, 以局部模态为主. 其次利用 LMS Virtual.Lab 软件对车内空腔建立声振耦合有限元模型进行声振耦合计

算. 激励源可通过实测的空气弹簧位移导入到 SIMPACK 中计算得到载荷频谱分布规律, 作为边界条件导入 Virtual. Lab Acoustics 进行求解, 得到室内噪声声压级分布规律. 计算结果表明轮轨激励的结构噪声以低频振动噪声为主, 同一水平面上的场点声压呈强弱交替分布, 噪声空间分布不均匀. 可通过控制车体的局部振动, 减小车体振动与车内噪声之间的耦合, 降低车内噪声.

当列车运行速度超过 250 km/h 时, 气动噪声所占比例超过结构振动噪声, 且噪声强度以速度的 5~6 次方增长, 研究气动噪声对于高速列车提速、发展有着重要意义. 首先简化列车模型为“头车 + 中间车 + 尾车”3 辆编组, 划分网格, 采用 CFD++ 的分离涡模拟方法建立 SST 两方程模型的 DES 方程, 得到列车表面脉动压力分布. 以脉动压力作为边界条件, 利用有限元法进行直接声振耦合方法求解室内声场分布. 研究结果发现在低频段靠近车厢壁面区域声压级较大, 这与结构振动声源位于列车车厢壁面相符合; 在同一水平场点网格上声压分布同样呈现出强弱交替的现象, 声压幅值界限明显, 说明声压变化梯度较大; 另外沿车厢的纵向, 随着频率不断增加, 同一水平面上的干涉条纹增加, 声波的波长不断减小. 与轮轨激励引起的室内噪声相比, 列车表面的气动噪声的贡献量较小.

### 7.3 本节小结

本文介绍了高速列车气动噪声的国内外研究进展, 重点介绍了近年来对高速列车实车模型的气动噪声数值仿真研究进展. 通过气动声学计算, 得到列车周围噪声面上的速度和压力脉动的时间变化数据. 最后利用 K-FWH 方法得到标准观测点的噪声分布. 通过与高速铁路沿线试验测量的噪声频谱进行比较, 表明本文中所采用的非线性声学求解器 (NLAS) 方法和 K-FWH 方法能较好地模拟列车周围的压力脉动及标准观测点的气动噪声水平. 给出了列车在距离轨道路面不同高度横截面内的声压分布, 发现转向架与流场相互作用产生结构-漩涡噪声, 这些结构-漩涡噪声为正声压及负声压交替出现的声压区, 并在沿列车向后运动的过程中, 不断得到增强.

对 11 种新头型 3 辆编组的气动噪声进行了模拟及评估. 在速度为 350 km/h 时, 标准观测点噪声值最低的为 Rocket, Warrior 和 11. 其次为 River, Dragon, Emu08 和 9. 最大噪声值最高的为 Horse, Sword, Crane 和  $n + p$ . 此外还介绍了高速列车的受电弓系统、车厢连接处和转向架区域等其他关键部位的气动噪声, 分析了其产生机理, 声源特性, 辐射噪声的频率谱和时空分布及传播规律.

本文还对轮轨激励引起的结构振动和列车表面脉动压力对高速列车室内噪声的影响进行了研究. 计算结果表明: 车内噪声轮轨激励的结构噪声以低频振动噪声为主, 同一水平面上的场点声压呈强弱交替分布, 噪声空间分布不均匀. 与轮轨激励引起的室内噪声相比, 列车表面的气动噪声的贡献量较小.



## 8 结束语\*

在这篇文章中,我们就国内高速列车研制和运营过程中的典型力学问题方面的研究作了一个阶段性综述,包括高速列车中的空气动力学、高速轮轨关系、弓网关系、车体振动与运行稳定性、关键结构的运行可靠性、气动噪声等这几个方面的研究进展.由于时间与篇幅关系,国内许多其他优秀科研人员的工作可能并没有完全涵盖到,希望得到同仁和读者们的理解.在现阶段做关于中国高速列车关键力学问题研究的综述,一方面希望能通过梳理我们在这一领域的现有研究成果,激发更多相关行业的科研人员对其中存在问题的研究兴趣;更重要的是希望通过了解我们现阶段所面临的问题,使我们能集中精力、凝聚新的研究与发展方向.

鉴于高速列车的最显著特征是运营速度在 250 km/h 以上,针对高速列车发展的研究核心仍然是速度.高速列车的速度不仅决定了高速铁路的运输能力与效率,也决定了高速铁路系统的技术体系.高速列车技术发展至今,德、日、法和中国等国家始终围绕速度提升开展了一系列的技术创新与实践.在图 8.1 中,对照了中法两国在实验及运营速度上的发展趋势.可以看到每一时期的实验速度较之运营速度要高出很多,这通常表明当时的技术水平足以保障线路运行所需的安全余量.同时需要看到的是,我们的速度发展集中在最近十年时间,而高铁前期的主要研究国家包括日本,法国和德国,其针对速度提升方面的研究已有半个多世纪的积累.我们在高速铁路方面的系统性研究体系与方法可能仍然无法与这些国家相比,因此不能有盲目的心理优势.

速度带来的主要收益是节省旅行时间,提供更舒适的旅行环境以及提高客运能力 [Chris Nash], 这是最直接的效果;更深的影响是,随着高铁网络的成型并有效缩短我们的时间距离,它能快速提升那些环境适宜,生活水平较低的中小城市的竞争力度 (Adler et al. 2010, Chen et al. 2011, De Rus et al. 2007a, De Rus et al. 2007b, Levinson 2012, Sánchez-Borràs et al. 2010), 并因此衍生出多个各具特色的新型经济或生活圈 (如图 8.2 所示). 对中国这样人口众多,但分布极不均衡的,不同地域发展也差异较大的国家而言,高速列车客运将可能在一定程度上改变人口分布版图,使其向更优化分布发展.现有的统计结果表明高速铁路的能耗要明显低于航空运输.从能源消耗和运输效率等因素方面考虑,不可能建立类似美国的航空及高速公路结合的交通骨干 (Deakin 2010, Hsu et al. 2010, Jorritsma 2009, 白春礼 2010). 针对航空与高铁交通的竞争, Jorritsma (2009) 给出了一个以旅行时间  $t$  为唯一变量下,高铁所占的市场占有率

\* 本节撰写人: 魏宇杰<sup>1</sup>

<sup>1</sup> E-mail: yujie\_wei@lnm.imech.ac.cn

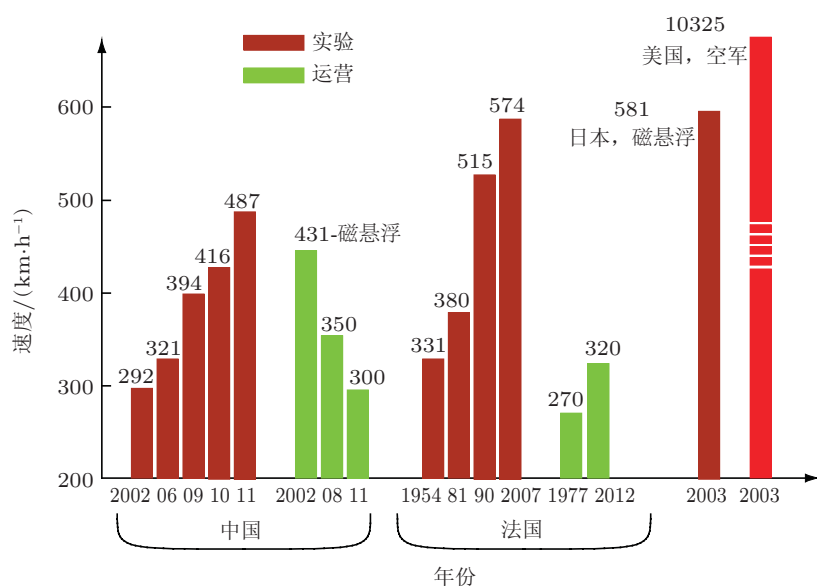


图 8.1

中法两国在实验及运营速度上的发展趋势. 可以看到每一时期的轨道实验速度较之运营速度要高出很多. 现阶段轮轨的最高试验速度为 574 km/h, 磁悬浮的最高试验速度为 581 km/h. 轨道速度的最高值为 10325 km/h

$S$  的公式

$$S = \frac{1}{0.031 \times 1.016^t + 1}$$

考虑到高速铁路旅行的可靠性也是它优于其他交通方式如飞机或高速公路的地方, 以及我国幅员辽阔, 南北、东西区域的气候差异较大、气候多变的特征, 高铁对航空的竞争优势可能导致其市场占有率比以上公式描述的更高. 因此针对速度的研究可能仍然会成为高速列车研制的重要部分. 同时, 其他高速轨道交通方式, 如磁悬浮列车, 中空管道运输等也可能成为中远期的研究目标. 这里面由于其核心问题仍然是研究运动和力之间的关系, 必然属于力学研究的范畴.

一个基本的现状是, 我国的高铁版图已近基本成型 (如图 8.2 所示) 并正成为大家差旅出行的重要选择. 我国四衡四纵的高铁骨干网已经将几个大的经济圈如京津、长三角、珠三角、郑州、武汉、长株潭、西安、成都、贵阳、沈阳、长春-哈尔滨、济南、福州等相连, 且相邻经济圈的距離基本在 2 h 距离内. 针对我国现阶段高速列车的研究, 需要以 300 km/h 主干线已经全面形成的基础上开展. 如何充分利用我们的人力资源以及现有的线路条件, 将是下一步研究的重点. 依据作者的理解, 以下几个方面的研究也许是下一步需要关注的重点:

(1) 如何保障高速铁路长时间稳定运行. 这其中涉及的对象包括了车-轨-线-站

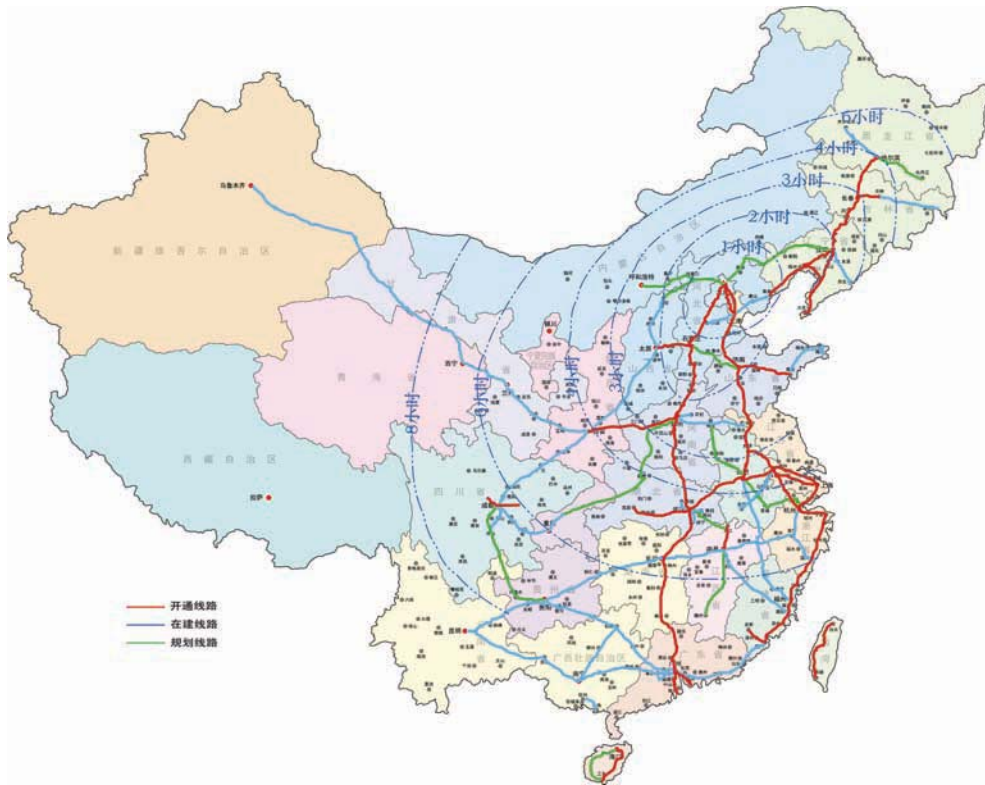


图 8.2

中国高速铁路四横四纵的高铁骨干网及其连接处可能形成的几大经济圈。纵衡网络的交界点构成了京津、长三角、珠三角、郑州、武汉、长株潭、西安、成都、贵阳、沈阳、长春-哈尔滨、济南、福州等多个经济圈，相邻经济圈基本在 2 h 距离内。同时高速铁路网络使得全国大部分人口处于 8 h 的空间距离范围

所构成的整体系统。现阶段，由于我们的线路状态和车辆状态都处于一个基本全新的时期，车-轨-线-站的可靠性问题在有些方面还没有显示，尤其是结构的疲劳可靠性、隧道以及桥梁的结构安全性。相关的研究则是保证高速铁路干线持续稳定运行的基础。典型的问题包括：轮轨材料及轮轨表面状态对摩擦系数与脱轨系数之间的定量关系；具体线路上的不同工况如会车、过岔道、出入隧道、加减速等激发的应力对悬挂件、转向架、车轴、弓网等易疲劳点疲劳寿命的影响；磨损部件如轴承等的可靠性与运行时间之间的关系；新型轮轨材料、轻量化结构材料的研制等等。

(2) 地质灾害、天气变化对高速铁路体系(车-轨-线-站)影响的研究及相应评估、预警体系的建立。由于高速列车及其线路所面临的复杂地势及气候环境，如大风、大雨、冰雪、雷电、洪水、滑坡、地震等对高速列车的稳定运行构成威胁。在充分研究和实践的基础上，建立针对这些灾害的评估体系，标定它们的危险等级，采用对应的

预警值班机制,有可能有效降低这类灾害所带来的损失.

(3) 产品或工程标准化考核体系的建立. 对于高速铁路这样一个体系,可能的材料或部件供应商可能涉及到成千上万家. 如何标定关键组件的质量标准、跟踪它们的生命周期,建立这些组件在不同服役阶段的安全可靠性指标,对于后续的模块化设计与产品成本的控制直接相关,同时这对国家甚至国际高速铁路的标准化系统的设置极为重要. 应该说我们国家这一部分的研究还基本上处于起步阶段.

(4) 如何设计多层次的交通体系来实现旅行转接换乘. 随着交通及环境压力日益严峻,如何实现便捷环保的公共交通体系,将高速铁路站点纳入到城市交通的规划设计中,针对不同城镇规模,构筑不同速度层次,不同运载能力的前瞻性多层次交通体系将是一个重要的研究课题.

(5) 针对各条高铁干线对整体及局部的经济效益和社会效益的相关性研究. 关于这一方面的课题,国外已经有不少研究 (Adler et al. 2010, Chen et al. 2011, De Rus et al. 2007a, De Rus et al. 2007b, Levinson 2012, Sánchez-Borràs et al. 2010). 类似的研究,结合城镇化发展的趋势,将成为决定线路速度以及规划设计新线路时的重要参考.

力学和与力学现象相关的研究,尽管看起来集中在前面 3 个方面,但考虑到各个因素之间存在很强的耦合关系,力学方面的研究可同时对经济性、安全性、舒适性、以及环保等因素构成重大影响. 从这个意义上讲,针对高速铁路的力学相关研究,尤其是力学与其他学科方面的关联,还有许多亟待攻克的问题. 这些问题的研究,随着我国高铁技术与高速铁路网的进一步发展,将进一步推动国家经济快速发展,它自身可以形成较大的民族工业生产链,使我国高铁技术和产品在国家市场中占据主导地位;同时考虑到我国地域、文化教育、生活习惯与水平、经济技术等方面的差异,高速铁路网将会有效地帮助我们缩小这些差异,促进民族的繁荣发展,共同富裕.

#### 作者声明

由于本文各章节由不同科研人撰写,涉及学科较多,且统稿人的学识有限,在统稿过程中尽管做了努力,但仍会有不足之处,欢迎批评指正.

#### 致 谢

在规划和撰写本文的过程中,得到了《力学进展》樊菁主编,戴兰宏、姜宗林、周济福编委的有益建议和大力支持,周冬冬、王小燕、刘俊丽编辑等做了大量具体细致的文稿和图片修订工作,在此表示诚挚的谢意.

本文得到国家科技支撑计划项目 (2009BAG12A03)、国家 973 项目 (2011CB711100)、中国科学院知识创新工程重要方向项目 (KJ CX2-EW-L02-3)、高速铁路基础研究联合基金资助项目 (U1134201) 和国家高技术研究发展计划项目 (2012AA112002) 等项目的资助.

## 参考文献

- 1999 美国铁路标准. AAR 机务标准手册. 美国: 北美铁路协会.
2003. GB 50017—2003, 钢结构设计规范.
2010. 北京 4 号线轮轨异常磨损机理试验调查分析.
- 2012a. CRH380BL 动车组异常噪声跟踪试验.
- 2012b. 高速列车减振降噪深化研究.
2013. 广州地铁 3 号线北延线车辆一系簧断裂与轨道弹跳断裂问题测试.
- 阿诺德. 2006. 轮对弹性对铁道车辆动力学性能仿真结果的影响. 韩义涛, 叶学艳译. 国外铁道车辆, **43**: 30-33 (Arnold J. 2006. The influence of elastic wheelsets on the simulation results of railway vehicle's performance. Han Y T, Ye X Y, trans. *Foreign Rolling Stock*, **43**: 30-33).
- 包学海, 池茂儒, 卢耀辉, 杨飞. 2009. 基于子结构法的车辆系统刚柔混合动力学建模方法研究. 铁道机车车辆, **29**: 8-11 (Bao X H, Chi M R, Lu Y H, Yang F. 2009. Research on vehicle system dynamics model of rigid-flexible mixture based on substructure method. *Railway Locomotive & Car*, **29**: 8-11).
- 包学海, 楚永萍, 唐永明, 周睿. 2010. 弹性构架对车辆系统振动响应的影响. 铁道车辆, **3**: 4-7 (Bao X H, Chu Y P, Tang Y M, Zhou R. 2010. Effect of the elastic frame on the vibration response of the vehicle system. *Rolling Stock*, **3**: 4-7).
- 包学海. 2009. 高速客车车体和构架结构振动研究. [硕士学位论文]. 成都: 西南交通大学 (Bao X H. 2009. Study on structure vibration of carbody and bogieframe of high speed passenger car. [Master Thesis]. Chengdu: Southwest Jiaotong University).
- 蔡成标, 刘建新, 翟婉明. 2007. 客运专线道岔前后轨道刚度过渡段动力学研究. 中国铁道科学, **28**: 18-22 (Cai C B, Liu J X, Zhai W M. 2007. Study on the dynamical performance of the transition sections around the ends of the turnouts on dedicated passenger lines. *China Railway Science*, **28**: 18-22).
- 蔡成标, 翟婉明. 1996. 高速铁路接触网静态刚度分析. 西南交通大学学报, **31**: 185-190 (Cai C B, Zhai W M. 1996. Analysis of the static stiffness of high-speed railway catenaries. *Journal of Southwest Jiaotong University*, **31**: 185-190).
- 蔡成标, 翟婉明. 1997a. 高速铁路接触网振动特性分析. 西南交通大学学报, **32**: 497-501 (Cai C B, Zhai W M. 1997a. Analysis on dynamic performances of catenary of high-speed railways. *Journal of Southwest Jiaotong University*, **32**: 497-501).
- 蔡成标, 翟婉明. 1997b. 高速铁路受电弓-接触网系统动态性能仿真研究. 铁道学报, **19**: 38-43 (Cai C B, Zhai W M. 1997b. Study on simulation of dynamic performance of pantograph-catenary system at high speed railway. *Journal of the China Railway Society*, **19**: 38-43).
- 蔡成标, 徐鹏. 2011. 弹性支承块式无砟轨道结构参数动力学优化设计. 铁道学报, **33**: 69-75 (Cai C B, Xu P. 2011. Dynamic optimization design of the structural parameters of low vibration track. *Journal of the China Railway Society*, **33**: 69-75).
- 蔡国华. 2004. 高速列车受电弓气动力特性测量. 流体力学实验与测量, **18**: 53-56 (Cai G H. 2004. Aerodynamic characteristic measurements on pantograph of super express train. *Experiments and Measurements in Fluid Mechanics*, **18**: 53-56).
- 蔡国华. 2006. 高速列车受电弓低速风洞试验技术. 铁道工程学报, **4**: 67-70 (Cai G H. 2006. The experimental technique of pantograph of super express train in low speed wind tunnel. *Journal of Railway Engineering Society*, **4**: 67-70).

- 蔡国华. 2007. 高速客车模型气动特性实验研究. 实验流体力学, **21**: 27-31 (Cai G H. 2007. An experimental research of aerodynamic characteristics of the high speed passenger train model. *Journal of Experiments in Fluid Mechanics*, **21**: 27-31).
- 柴田勝彦. 2005. 东北新干线“疾风”号低噪声受电弓. 牛晓妮译. 国外铁道车辆, **42**: 29-32 (Shibata S. 2005. The “Gale” pantograph with low noise on northeast shinkansen. Niu X N tran. *Foreign Rolling Stock*, **42**: 29-32).
- 陈春俊. 2006. 高速列车横向主动、半主动悬挂控制研究. [博士学位]. 成都: 西南交通大学 (Chen C J. 2006. Research on active and semi-active control of lateral suspension systems for high speed railway vehicle. [PhD Thesis]. Chengdu: Southwest Jiaotong University).
- 陈果, 翟婉明, 左洪福. 2001. 车辆轨道耦合系统随机振动响应特性分析. 交通运输工程学报, **1**: 13-16 (Chen G, Zhai W M, Zuo H F. 2001. Analysis of the random vibration responses characteristics of the vehicle-track coupling system. *Journal of Traffic and Transportation Engineering*, **1**: 13-16).
- 陈海. 2005. 日本 E2 系 -1000 型新干线电动车组. 国外铁道车辆, **42**: 1-7 (Chen H. 2005. The E2 Series-1000 Shinkansen EMUs in Japan. *Foreign Rolling Stock*, **42**: 1-7).
- 陈厚嫦. 1997. 高速轮轨滚动接触问题的研究. [博士学位]. 北京: 铁道部科学研究院中国铁道科学研究院.
- 陈启生, 李炜. 2011. 高速列车气动噪声数值仿真方法及频谱分析. 中国力学大会 2011 暨钱学森诞辰 100 周年纪念大会, 计算力学分会场的主题报告 (Keynote), 哈尔滨 (Chen Q S, Li W. 2011. Aerodynamic noise of the high-speed train numerical simulation method and spectral analysis. The Chinese Conference on Theoretical and Applied Mechanics 2011 in Memorial of Tsien Hsue-Shen's 100th Anniversary, Keynote in the session of Computational Mechanics, Haerbing).
- 陈启生, 刘秋生, 李家春. 2012a. 计算声学在高速列车设计中的应用, “基于声学的设计在武器装备发展中的应用”, 第一辑: 430-433 (Chen Q S, Liu Q S, Li J C. 2012. The application of computational acoustics in the design of high speed train. Application of Acoustic Design in the Development of Weapon Equipment, the first series: 430-433).
- 陈启生, 刘秋生, 李家春. 2013. 计算声学在高速列车降噪设计中的应用. 基于声学的设计在武器装备发展中的应用, 第二辑: 222-228 (Chen Q S, Liu Q S, Li J C. 2013. Application of computational acoustics in the noise reduction design in high speed train. Application of Acoustic Design in the Development of Weapon Equipment, the second series: 222-228).
- 陈启生, 王小永, 姜燕妮. 2012b. 高速列车气动噪声的数值仿真, 中国计算力学大会 2012 暨第二届钱令希计算力学奖颁奖大会, 重庆 (Chen Q S, Wang X Y, Jiang Y N. 2012. Numerical simulation of aerodynamic noise of high speed train. China Congress on Computational Mechanics 2012 and the Second Qian Lingxi Award Ceremony for Computational Mechanics. Chongqing).
- 陈羽. 2012. 高速转向架不同工况疲劳寿命研究. [硕士学位论文]. 北京: 北京交通大学 (Chen Y. 2012. The fatigue life analysis for high-speed bogie in different service conditions. [Master Thesis]. Beijing: Beijing Jiaotong University).
- 陈泽深. 1995. 轮轨间黏着机理的再认识. 铁道机车车辆, **2**: 19-26.
- 陈哲明, 包学海, 富丽娟, 张志刚. 2012. 基于弹性构架的高速列车动力学分析. 现代制造工程, **2**: 88-91 (Chen Z M, Bao X H, Fu L J, Zhang Z G. 2012. Dynamic simulation of the high-speed train with elastic frame. *Modern Manufacturing Engineering*, **2**: 88-91).
- 池茂儒, 张卫华, 曾京, 戴焕云, 邬平波. 2007. 高速客车转向架悬挂参数分析. 大连交通大学学报, **28**: 13-19 (Chi M R, Zhang W H, Zeng J, Dai H Y, Wu P B. 2007. Study of suspension parameter of high speed passenger car bogies. *Journal of Dalian Jiaotong University*, **28**: 13-19).

- 池茂儒, 张卫华, 曾京, 金学松, 朱旻旻. 2008. 轮径差对车辆系统稳定性的影响. 中国铁道科学, **29**: 65-70 (Chi M R, Zhang W H, Zeng J, Jin X S, Zhu M H. 2008. Influence of wheel diameter difference on the stability of vehicle system. *China Railway Science*, **29**: 65-70).
- 崔大宾. 2013. 高速车轮踏面设计方法研究. [博士学位论文]. 成都: 西南交通大学 (Cui D B. 2013. Study on wheel profile design method for high-speed train. [PhD Thesis]. Chengdu: Southwest Jiaotong University).
- 崔涛, 张卫华. 2010. 基于姿态变化的列车侧风安全性研究. 铁道学报, **32**: 25-29 (Cui T, Zhang W H. 2010. Study on safety of train in side wind with changing attitudes. *Journal of The China Railway Society*, **32**: 25-29).
- 崔涛. 2011. 高速列车流固耦合振动及运行安全性研究. [博士学位论文]. 成都: 西南交通大学 (Cui T. 2011. Study on fluid-solid coupling vibration and running safety of high speed trains. [PhD Thesis]. Chengdu: Southwest Jiaotong University).
- 丁旺才, 张有强, 谢建华. 2008. 含对称间隙的摩擦振子非线性动力学分析. 摩擦学学报, **28**: 155-160 (Ding W C, Zhang Y Q, Xie J H. 2008. Analysis of nonlinear dynamics of dry friction oscillators with symmetric clearance. *Tribology*, **28**: 155-160).
- 董锡明. 2006. 现代高速列车技术. 北京: 中国铁道出版社.
- 方海容, 丁旺才, 孙启国. 2004. 伴随变阻尼作用的干摩擦下的车辆系统非线性动力学分析. 摩擦学学报, **24**: 545-549 (Fang H R, Ding W C, Sun Q G. 2004. Nonlinear dynamics of vehicle system with piecewise linear viscous and dry friction damping. *Tribology*, **24**: 545-549).
- 方锐, 肖新标, 房建英, 金学松. 2011. 轨道结构参数对其声辐射特性影响. 铁道学报, **33**: 78-84 (Fang R, Xiao X B, Fang J Y, Jin X S. 2011. Influence of track structure parameters on acoustic radiation. *Journal of the China Railway Society*, **33**: 78-84).
- 房建英, 肖新标, 金学松, 李映辉. 2010. 行车速度对高速列车车轮振动声辐射特性的影响. 机械工程学报, **46**: 96-104 (Fang J Y, Xiao X B, Jin X S, Li Y H. 2010. Effect of train speed on acoustic radiation characteristics of high-speed train wheel vibration. *Journal of Mechanical Engineering*, **46**: 96-104).
- 冯大建. 2012. 地铁车转向架构架的强度计算与评定. 中国制造业信息化, **1**: 29-32 (Feng D J. 2012. Strength analysis and evaluation of metro vehicle bogie frame. *Manufacturing Information Engineering of China*, **1**: 29-32).
- 高学军, 李映辉, 高庆. 2008. 高速客车蛇行运动稳定性与分岔研究. 动力学与控制学报, **6**: 202-207 (Gao X J, Li Y H, Gao Q. 2008. Hunting stability and bifurcation of high-speed passenger coach. *Journal of Dynamics and Control*, **6**: 202-207).
- 高镇同. 1980. 疲劳载荷谱的编制. 航空学报, **2**: 36-47.
- 郭京波. 2006. 高速机车受电弓稳定受流与控制研究. [博士学位论文]. 北京: 北京交通大学 (Guo J B. 2006. Stability of current collection and control for high-speed locomotive. [PhD Thesis]. Beijing: Beijing Jiaotong University).
- 郭治军. 2011. CRH3 型动车组动车构架载荷谱编制及演化规律研究. [硕士学位论文]. 北京: 北京交通大学.
- 韩署东. 2003. ANSYS 高级技术分析指南. 北京: 机械工业出版社.
- 何柏岩, 王树新, 高峰, 金大成. 2005. 车辆道路行驶载荷谱测量及推断方法研究. 应用基础与工程科学学报, **12**: 424-429 (He B Y, Wang S X, Gao F, Jin D C. 2005. Study on the measurement and prediction method of vehicle road load spectrum. *Journal of Basic Science and Engineering*, **12**: 424-429).
- 何皋, 陈清. 2012. 悬挂参数对 250km/h 高速机车横向动力学的影响. 电力机车与城轨车辆, **2**: 25-30 (He G, Chen Q. 2012. Influence of suspension parameters for lateral dynamics of 250 km/h high-speed

- locomotive. *Electric Locomotives & Mass Transit Vehicles*, **2**: 25-30).
- 何鹏. 2009. 主动悬挂技术的应用与发展. 车辆与动力技术, **1**: 57-60 (He P. 2009. Application and development of active suspension technology. *Vehicle & Power Technology*, **1**: 57-60).
- 胡用生, 洪春雷, 张济民. 2007. 货车转向架蛇行运动极限环的快速求解方法. 铁道车辆, **45**: 4-7 (Hu Y S, Hong C L, Zhang J M. 2007. The rapid solution method for the hunting motion limit cycles on freight car bogies. *Rolling Stock*, **45**: 4-7).
- 宦荣华, 焦京海, 苏光辉, 刘天赋, 朱位秋. 2012. 计及接触线垂向不平顺的弓网耦合动力学分析. 铁道学报, **34**: 24-29 (Huan R Q, Jiao J H, Su G H, Liu T F, Zhu W Q. 2012. Dynamics of pantograph-catenary coupled system with contact wire vertical irregularities. *Journal of the China Railway Society*, **34**: 24-29).
- 宦荣华, 宋亚轻, 朱位秋. 2013. 基于相干分析的接触导线高度不平顺不利波长研究. 浙江大学学报(工学版), **47**: 1599-1602 (Huan R H, Song Y Q, Zhu W Q. 2013. Study of detrimental wavelengths of contact wire height irregularity based on coherence analysis. *Journal of Zhejiang University (Engineering Science)*, **47**: 1599-1602).
- 黄标. 2004. 基于虚拟样机技术的受电弓/接触网系统研究. [博士论文]. 成都: 西南交通大学 (Huang B. 2004. Study on the system of pantograph/catenary based on virtual prototyping. [PhD Thesis]. Chengdu: Southwest Jiaotong University).
- 黄彩虹. 2012. 高速车辆减振技术研究. [博士论文]. 成都: 西南交通大学 (Huang C H. 2012. Study on vibration reduction technologies for high speed cars. [PhD Thesis]. Chengdu: Southwest Jiaotong University).
- 黄成荣, 詹斐生. 1994. 机车非线性横向稳定性分析的数值分叉方法. 铁道学报, **16**: 1-6 (Huang C R, Zhan F S. 1994. The numerical bifurcation method of nonlinear lateral stability analysis of a locomotive. *Journal of the China Railway Society*, **16**: 1-6).
- 黄莎, 梁习锋, 杨明智. 2012. 高速列车车辆连接部位气动噪声数值模拟及降噪研究. 空气动力学学报, **30**: 254-259 (Huang S, Liang X F, Yang M Z. 2012. Numerical simulation of aerodynamic noise and noise reduction of high speed train connection section. *Acta Aerodynamica Sinica*, **30**: 254-259).
- 黄莎, 杨明智, 李志伟, 徐刚. 2011. 高速列车转向架部位气动噪声数值模拟及降噪研究. 中南大学学报(自然科学版), **42**: 3899-3904 (Huang S, Yang M Z, Li Z W, Xu G. 2011. Aerodynamic noise numerical simulation and noise reduction of high-speed train bogie section. *Journal of Central South University (Science and Technology)*, **42**: 3899-3904).
- 黄莎. 2009. 高速列车车外气动噪声数值模拟研究. [硕士论文]. 长沙: 中南大学 (Huang S. 2009. Research on numerical simulation of aerodynamic noise outside the high-speed train. [Master Thesis]. Changsha: Central South University).
- 黄盈. 2011. 抗蛇行油行减振器的非线性服役模型及其对电力机车动力学性能的影响. 南昌: 南昌大学 (Huang Y. 2011. Nonlinear in-service model of a hydraulic yaw damper and its influence on the dynamics of an electric locomotive. [Master Thesis]. Nanchang: Nanchang University).
- 黄照伟, 崔大宾, 杜星, 金学松. 2013. 车轮偏磨对高速列车直线运行性能的影响. 铁道学报, **35**: 14-20 (Huang Z W, Cui D B, Du X, Jin X S. 2013. Influence of deviated wear of wheel on performance of high-speed train running on straight tracks. *Journal of the China Railway Society*, **35**: 14-20).
- 黄照伟, 崔大宾, 金学松. 2012. 轮径差对高速列车性能的影响. 润滑与密封, **10**: 34-40 (Huang Z W, Cui D B, Jin X S. 2012. Influence of wheel-radius difference on the performance of high-speed railway vehicle. *Lubrication Engineering*, **10**: 34-40).
- 江晓禹, 金学松. 2004. 轮轨间的液态介质和表面微观粗糙度对接触表面疲劳损伤的影响. 机械工程



- 学报, **40**: 18-23 (Jiang X Y, JiIn X S. 2004. Influence of liquid and micro-roughness between wheel and rail on the fatigue. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, **40**: 18-23).
- 焦帅. 2008. 轨道客车弹性振动分析方法研究. [硕士论文]. 大连: 大连交通大学 (Jiao S. 2008. Study on method of elastic vibration analysis of railway coach. [Master Thesis]. Dalian: Dalian Jiaotong University).
- 金学松, 沈志云. 2001. 轮轨滚动接触力学的发展. 力学进展, **31**: 33-46 (Jin X S, Shen Z Y. 2001. Development of rolling contact mechanics of wheel/rail systems. *Advances in Mechanics*, **31**: 33-46).
- 金学松, 张立民. 1988. 轮轨蠕滑力分析计算几种模型的比较. 铁道学报, **20**: 50-61.
- 金学松, 张卫华. 1996. 非赫兹接触轮轨蠕滑力数表 TPLR 的研究. 西南交通大学学报, **31**: 646-651 (Jin X S, Zhang W H. 1996. Development of wheel/rail non-hertzian contact creep force table TPLR. *Journal of Southwest Jiaotong University*, **31**: 646-651).
- 金学松, 刘启跃. 2004. 轮轨摩擦学. 中国铁道出版社.
- 金学松. 2006. 轮轨蠕滑理论及其试验研究. [博士论文]. 成都: 西南交通大学.
- 雷晓燕. 2006. 轨道过渡段刚度突变对轨道振动的影响. 中国铁道科学, **27**: 42-45 (Lei X Y. 2006. Influences of track transition on track vibration due to the abrupt change of track rigidity. *China Railway Science*, **27**: 42-45).
- 李德建, 曾庆元. 1997. 列车直线轨道空间耦合时变系统振动分析. 铁道学报, **19**: 101-107. (Li D J, Zeng Q Y. 1997. Dynamic analysis of train-tangent-track space-coupling time-varying system. *Journal of the China Railway Society*, **19**: 101-107).
- 李丰良, 李敏, 唐建湘. 2006. 受电弓的建模与参数测试. 中南大学学报: 自然科学版, **37**: 194-199 (Li F L, Li M, Tang J X. 2006. Establishment of the pantographs mechanical models and measurement of their parameters. *Journal of Central South University (Science and Technology)*, **37**: 194-199).
- 李丰良, 孙焰, 栗谦. 1998. TSG3 受电弓的归算质量. 铁道学报, **20**: 55-58 (Li F L, Sun Y, Su Q. 1998. Equivalent mass of TSG3 pantograph. *Journal of the China Railway Society*, **20**: 55-58).
- 李丰良, 孙焰. 1998. TSG3 受电弓的力学模型及运动微分方程. 铁道学报, **20**: 119-121 (Li F L, Sun Y. 1998. Mechanical models and differential equation of motion for TSG3 pantograph. *Journal of the China Railway Society*, **20**: 119-121).
- 李丰良, 栗谦, 孙焰. 1996. 接触网的力学模型及运动微分方程. 长沙铁道学院学报, **14**: 90-93 (Li F L, Su Q, Sun Y. 1996. The dynamic model and differential equations of the catenary. *Journal of Changsha Railway University*, **14**: 90-93).
- 李军, 邢俊文, 覃文洁. 2002. MSC. ADAMS 实例教程.
- 李人宪, 赵晶, 张曙, 彭宇明. 2007. 高速列车风对附近人体的气动作用影响. 中国铁道科学, **28**: 98-104 (Li R X, Zhao J, Zhang S, Peng Y M. 2007. Influence of the aerodynamic force to human body near high-speed trains. *China Railway Science*, **28**: 98-104).
- 李瑞平, 周宁, 张卫华. 2013. 高速列车过隧道对弓网动力学影响分析. 振动与冲击, **32**: 33-37 (Li R P, Zhou N, Zhang W H. 2013. Influence of high-speed trains passing through tunnel on pantograph-catenary dynamic behaviors. *Journal of Vibration and Shock*, **32**: 33-37).
- 李瑞平, 周宁, 张卫华. 2013. 基于 AR 模型的接触网脉动风场与风振响应. 交通运输工程学报, **13**: 56-62 (Li R P, Zhou N, Zhang W H. 2013. Fluctuating wind field and wind-induced vibration response of catenary based on AR model. *Journal of Traffic and Transportation Engineering*, **13**: 56-62).
- 李瑞平, 周宁, 张卫华. 2012. 受电弓气动抬升力计算方法与分析. 铁道学报, **34**: 26-32 (Li R P, Zhou N, Zhang W H. 2012. Calculation and analysis of pantograph aerodynamic uplift force. *Journal of the China Railway Society*, **34**: 26-32).

- 李霞. 2012. 地铁钢轨波磨形成机理的研究. 西南: 西南交通大学 (Li X H. 2009. Study on the mechanism of rail corrugation on subway track. [PhD Thesis]. Chengdu: Southwest Jiaotong University).
- 李现今, 刘晨辉, 杨国伟. 2012. 高速列车明线交会压力波特性研究. 科学技术与工程, **12**: 3689-3702 (Li X J, Liu C H, Yang G W. 2012. Characteristics of pressure wave induced by high speed trains meeting in open air. *Science Technology and Engineering*, **12**: 3689-3702).
- 李笑, 卜继玲, 黄运华, 黄健. 2010. SIMPACK 中的柔性体动力学仿真分析研究. 机械制造与自动化, **39**: 91-94 (LI X, Bu J L, Huang Y H, Huang J. 2010. Study of flexible body dynamic simulation using SIMPACK, *Machine Building & Automation*, **39**: 91-94).
- 李增刚. 2009. ADAMS 入门详解与实例. 北京: 国防工业出版社.
- 梁树林, 朴明伟, 樊令举, 兆文忠. 2009. 高速转向架线性与非线性模型. 大连交通大学学报, **29**: 17-21 (Liang S L, Piao M W, Fan L J, Zhao W Z. 2009. Linear and non-linear models of high-speed bogie. *Journal of Dalian Jiaotong University*, **29**: 17-21).
- 梁树林, 朴明伟, 张祥杰, 兆文忠. 2009. 高速车辆横向稳定性的非线性影响因素研究. 铁道学报, **5**: 23-30 (Liang S L, Piao M W, Zhang X J, Zhao W Z. 2009. Investigation of non-linear effects on high-speed vehicle lateral stability. *Journal of China Railway Society*, **5**: 23-30).
- 林家浩, 张志超. 2007. 车桥耦合系统随机振动的虚拟激励分析. 固体力学进展及应用 —— 庆贺李敏华院士 90 华诞文集.
- 林建辉, 陈建政, 高燕. 2003. 高速车辆系统非线性运动稳定性的理论与试验研究. 机械科学与技术, **22**: 490-491 (Lin J H, Chen J Z, Gao Y. 2003. Theory and experimental investigation of nonlinear stability for high-speed vehicle W/R system. *Mechanical Science and Technology*, **22**: 490-491).
- 刘宏友, 曾京, 李莉. 2013. 国内外半主动悬挂系统的研发及应用综述. 国外铁道车辆, **49**: 12-18 (Liu H Y, Zeng J, Li L. 2013. Survey of the development and application of semi-active suspension system in China and abroad. *Foreign Rolling Stock*, **49**: 12-18).
- 刘宏友, 曾京, 吕可维. 2005. 高速客车蛇行运动 Hopf 分叉的研究. 工程力学, **22**: 224-228 (Liu H Y, Zeng J, Lu K W. 2005. A study of hopf bifurcation of hunting motion for high-speed passenger cars. *Engineering Mechanics*, **22**: 224-228).
- 刘宏友, 曾京. 2004. 列车系统蛇行运动稳定性研究. 铁道学报, **26**: 41-45 (Liu H Y, Zeng J. 2004. Research on the hunting stability of the train system. *Journal of the China Railway Society*, **26**: 41-45).
- 刘宏友. 2004. 高速列车中的关键动力学问题研究. 中国铁道科学, **25**: 136-138 (Liu H Y. 2005. Study on key dynamics problems of high-speed train. *China Railway Science*, **25**: 136-138).
- 刘加利, 张继业, 张卫华. 2010. 高速列车车身表面气动噪声源研究. 铁道车辆, **48**: 1-5 (Liu J L, Zhang J Y, Zhang W H. 2010. Research on the Aerodynamic Noise Source on Surface of High Speed Trains. *Rolling Stock*, **48**: 1-5).
- 刘加利, 张继业, 张卫华. 2011. 高速列车车头的气动噪声数值分析. 铁道学报, **33**: 19-26 (Liu J L, Zhang J Y, Zhang W H. 2011. Numerical analysis on aerodynamic noise of the high-speed train head. *Journal of the China Railway Society*, **33**: 19-26).
- 刘加利, 李明高, 张继业, 张卫华, 李明. 2013. 高速列车流线型头部多目标气动优化设计. 中国科学: 技术科学, **43**: 689-698.
- 刘加利. 2009. 高速列车气动噪声的理论研究与数值模拟. [硕士论文]. 成都: 西南交通大学 (Liu J L. 2009. The theoretical research and numerical simulation of aerodynamic noise for high-speed train. [Master Thesis]. Chengdu: Southwest Jiaotong University).
- 刘建新, 王开云, 封全保. 2008. 机车车辆二系横向止挡动力学模型. 交通运输工程学报, **7**: 12-14 (Liu J X, Wang K Y, Feng B Q. 2008. Dynamics model of secondary lateral stopping block of vehicle. *Journal*

- of Traffic and Transportation Engineering*, **7**: 12-14).
- 刘建新, 王开云, 封全保. 2008. 机车车辆二系横向止挡结构参数. 西南交通大学学报, **43**: 469-472 (Liu J X, Wang K Y, Feng B Q. 2008. Parameters of secondary lateral stopping block of vehicle. *Journal of Southwest Jiaotong University*, **43**: 469-472).
- 刘建新, 王开云. 2006. 抗蛇行减振器对机车运行平稳性的影响. 交通运输工程学报, **6**: 1-4 (Liu J X, Wang K Y. 2006. Effect of yaw dampers on locomotive riding comfortability. *Journal of Traffic and Transportation Engineering*, **6**: 1-4).
- 刘秋生, 钱平, 李章国, 陈雪. 2013. 高速列车室内结构噪声分析. 北京交通大学学报, **37**: 166-171 (Liu Q S, Qian P, Li Z G, Chen X. 2013. Analysis of high speed trains' interior structure noise. *Journal of Beijing Jiaotong University*, **37**: 166-171).
- 刘堂红, 田红旗, 金学松. 2008. 隧道空气动力学实车试验研究. 空气动力学学报, **26**: 42-46 (Liu T H, Tian H Q, Jin X S. 2008. Experimental study of full-scale train on aerodynamics in tunnel. *Acta Aerodynamica Sinica*, **26**: 42-46).
- 刘玉标, 张莹莹, 邢云林, 孙振旭, 杨国伟. 2014. 定常横风作用下高速列车的安全性分析. 科学技术与工程, **8**: 75-82 (Liu Y B, Zhang Y Y, Xing Y L, Sun Z X, Yang G W. 2014. Safety analysis of the high speed-train running under the steady aerodynamics forces of cross wind. *Science Technology and Engineering*, **8**: 75-82).
- 罗建斌, 胡媛媛, 杨建恒, 胡爱军. 2013. 路堤倾角变化对高速列车侧风运行气动特性影响. 计算物理, **30**: 675-682 (Luo J B, Hu Y Y, Yang J H, Hu A J. 2013. Effect of embankment inclining angle on aerodynamic characteristics of high speed train under crosswinds. *Chinese Journal of Computational Physics*, **30**: 675-682).
- 罗仁, 曾京. 2008. 列车系统蛇行运动稳定性分析及其与单车模型比较. 机械工程学报, **44**: 184-188 (Luo R, Zeng J. 2008. Hunting stability analysis of train system and comparison with single vehicle model. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, **44**: 184-188).
- 骆建军, 王梦恕, 高波, 王英学. 2007. 高速列车进入带缓冲结构隧道的压力变化研究. 空气动力学学报, **25**: 488-494 (Luo J J, Wang M R, Gao B, Wang Y X. 2007. Study on the compression wave induced by a high-speed train entering into a tunnel with hood. *Acta Aerodynamica Sinica*, **25**: 488-494).
- 吕可维. 2004. 车辆系统非线性动力学问题研究. 成都: 西南交通大学 (Lü K W. 2004. Study on the nonlinear dynamic problems for railway vehicle systems. [PhD Thesis]. Chengdu: Southwest Jiaotong University).
- 马伟斌, 程爱君, 郭小雄, 吴敏敏, 张千里. 2013. 调整铁路隧道气动效应研究存在的问题及展望. 铁道标准设计, **11**: 84-87 (Ma W B, Cheng A J, Guo X X, Wu M M, Zhang Q L. 2013. Existing problems and prospect in research of aerodynamic effects of high-speed railway tunnel. *Railway Standard Design*, **11**: 84-87).
- 马伟斌, 张千里, 刘艳青. 2012. 中国高速铁路隧道气动效应研究进展. 交通运输工程学报, **12**: 25-32 (Ma W B, Zhang Q L, Liu Y Q. 2012. Study evolvement of high-speed railway tunnel aerodynamic effect in China. *Journal of Traffic and Transportation Engineering*, **12**: 25-32).
- 马卫华, 王自力, 罗世辉. 2005. 减振器安装刚度对径向转向架机车横向动力学性能的影响. 铁道机车车辆, **25**: 10-13 (Ma W H, Wang Z L, Luo S H. 2005. Influence of the damper connection stiffness to the horizon dynamics of locomotive with radial bogies. *Railway Locomotive & Car*, **25**: 10-13).
- 马晓彬. 2011. 旅客列车舒适性评价方法综述. 国外铁道车辆, **48**: 1-4 (Ma X B. 2011. Survey of the evaluation method for riding comfort of passenger trains. *Foreign Rolling Stock*, **48**: 1-4).
- 马韞娟, 马淑红, 李振山, 殷和宜. 2009. 我国客运专线高速列车安全运行大风预警系统研究. 铁道工

- 程学报, **7**: 43-47 (Ma Y J, Ma S H, Li Z S, Yin H Y. 2009. Research on the strong wind alarm system for safe running of high-speed train on passenger dedicated line. *Journal of Railway Engineering Society*, **7**: 43-47).
- 毛贺. 2012. 高速列车载荷谱编制方法的研究. [硕士学位论文]. 北京: 北京交通大学 (Mao H. 2012. Study of load spectrum compiling method of high speed train. [Master Thesis]. Beijing: Beijing Jiaotong University).
- 梅桂明, 张卫华. 2002. 受电弓/接触网系统动力学模型及特性. 交通运输工程学报, **2**: 20-25. (Mei G M, Zhang W H. 2002. Dynamics model and behavior of pantograph/catenary system. *Journal of Traffic and Transportation Engineering*, **2**: 20-25).
- 梅桂明. 2011. 受电弓-接触网系统动力学研究. [博士学位论文]. 成都: 西南交通大学. (Mei G M. 2011. The dynamic study of pantograph/catenary system. [PhD Thesis]. Chengdu: Southwest Jiaotong University).
- 梅元贵, 贾永兴, 刘杨. 2011. 内置开孔隔墙的高速铁路隧道压力波数值模拟方法. 空气动力学学报, **29**: 789-794 (Mei Y G, Jia Y X, Liu Y. 2011. Numerical method of pressure waves produced by a high-speed train through a tunnel with perforated wall. *Acta Aerodynamica Sinica*, **29**: 789-794).
- 梅元贵, 赵海恒, 刘应清. 1995. 高速铁路隧道压力波数值分析. 西南交通大学学报, **30**: 658-672 (Mei Y G, Zhao H H, Liu Y Q. 1995. The numerical prediction of the pressure transient generated by a high speed train passing through a tunnel. *Journal of Southwest Jiaotong University*, **30**: 658-672).
- 孟祥奎. 2002. 接触网设计值得注意的一个问题——多弓共振. 铁道工程学报, **19**: 64-66 (Meng X K. 2002. A problem in which attention should be paid on the design of catenary—resonance of multi-pantograph. *Journal of Railway Engineering Society*, **19**: 64-66).
- 缪炳荣, 阳光武, 肖守讷, 金鼎昌. 2006. 机车车辆结构疲劳寿命预测方法的研究. 内燃机车, **11**: 1-5 (Miao B R, Yang G W, Xiao S N, Jin D C. 2006. Research in locomotive and vehicle structure's fatigue life prediction methods. *Diesel Locomotives*, **11**: 1-5).
- 缪炳荣, 张卫华, 肖守讷, 金鼎昌, 贺建清. 2007. 基于多体动力学和有限元法的车体结构疲劳寿命仿真. 铁道学报, **29**: 38-42 (Miao B R, Zhang W H, Xiao S N, Jin D C, He J Q. 2007. Carbody fatigue life simulation based on multibody dynamics and FEM. *Journal of the China Railway Society*, **29**: 38-42).
- 缪炳荣. 2006. 基于多体动力学和有限元法的机车车体结构疲劳仿真研究. [博士学位论文]. 成都: 西南交通大学 (Miao B R. 2006. Simulation research of locomotive carbody structure fatigue based on multibody dynamics and finite element method. [PhD Thesis]. Chengdu: Southwest Jiaotong University).
- 欧阳鹏, 柳萍, 王月明, 李伟. 2010. 受电弓导流板气动特性的二维数值研究. 电力机车与城轨车辆, **33**: 17-20 (Ouyang P, Liu P, Wang Y M, Li W. 2010. 2-D numerical simulation on aerodynamic characteristics of air deflector on pantograph. *Electric Locomotives & Mass Transit Vehicles*, **33**: 17-20).
- 朴明伟, 樊令举, 梁树林, 兆文忠. 2008. 基于轮轨匹配的车辆横向稳定性分析. 机械工程学报, **44**: 22-28 (Piao M W, Fan L J, Liang S L, Zhao W Z. 2008. Vehicle lateral stability analysis based on wheel/rail match. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, **44**: 22-28).
- 朴明伟, 梁树林, 方照根, 兆文忠. 2011. 高速转向架非线性与高铁车辆安全稳定性裕度. 中国铁道科学, **32**: 86-92 (Piao M W, Liang S L, Fang Z G, Zhao W Z. 2011. The non-linearity of high-speed bogie and the safety stability margin of high-speed railway vehicles. *China Railway Science*, **32**: 86-92).
- 朴明伟, 梁树林, 孔维刚, 兆文忠. 2011. 高速转向架非线性稳定性及安全裕度对策. 振动与冲击, **30**: 161-168 (Piao M W, Liang S L, Kong W G, Zhao W Z. 2011. Non-linear stability of high-speed bogies and their safety margin strategy. *Journal of Vibration and Shock*, **30**: 161-168).
- 全玉云, 孙丽萍, 吴昌华, 王生武. 2005. 机车车辆/轨道系统垂向耦合动力学分析. 大连铁道学院学报, **26**: 41-45 (Quan Y Y, Sun L P, Wu C H, Wang S W. 2005. Analysis of vertical coupling dynamics of

- vehicle/track system. *Journal of Dalian Railway Institute*, **26**: 41-45).
- 全玉云. 2000. 机车车辆/轨道系统垂耦合动力学有限元分析的研究. [博士论文]. 北京: 铁道部科学研究院 (Quan Y Y. 2000. The finite element analysis on the vertical coupling dynamics of vehicle/track system. [PhD Thesis]. Beijing: China Academy of Railway Sciences).
- 任尊松. 2007. 车辆系统动力学. 北京: 中国铁道出版社.
- 任尊松, 孙守光, 李强, 毛娟. 2004. 构架结构振动与动态应力仿真研究. *机械工程学报*, **40**: 187-192 (Ren Z S, Sun S G, Li Q, Miao J. 2004. Simulation of railway bogie dynamic stress and elastic vibration. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, **40**: 187-192).
- 任尊松, 孙守光, 刘志明. 2004. 构架作弹性体处理时的客车系统动力学仿真. *铁道学报*, **26**: 31-35 (Ren Z S, Sun S G, Liu Z M. 2004. Dynamic simulation of the passenger cars with elastic bogies. *Journal of the China Railway Society*, **26**: 31-35).
- 任尊松, 徐宇工, 王璐雷, 邱英政. 2006. 强侧风对高速列车运行安全性影响研究. *铁道学报*, **28**: 46-50 (Ren Z S, Xu Y G, Wang L L, Qiu Y Z. 2006. Study on the running safety of high-speed trains under strong cross winds. *Journal of the China Railway Society*, **28**: 46-50).
- 沈钢, 周劲松, 任利惠. 2005. 列车动力学模型的研究. *铁道机车车辆*, **24**: 1-5 (Shen G, Zhou J S, Ren L H. 2005. Study on modeling method for train dynamics. *Journal of Tongji University (Natural Science)*, **24**: 1-5).
- 沈志云. 1996. 高速列车中的关键力学问题. *铁路现代化*, **1**: 1-6.
- 沈志云. 1998. 关于高速铁路及高速列车的研究. *振动测试与诊断*, **18**: 4-10 (Shen Z Y. 1998. On the study of high-speed railways and trains. *Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis*, **18**: 4-10).
- 沈志云. 2006. 高速列车的动态环境及其技术的根本特点. *铁道学报*, **28**: 1-5 (Shen Z Y. 2006. Dynamic environment of high-speed train and its distinguished technology. *Journal of the China Railway Society*, **28**: 1-5).
- 宋洪磊, 吴俊勇, 吴燕, 郑积浩, 郑琼林. 2010. 空气动力作用对高速受电弓受流特性影响研究. *电气化铁道*, **21**: 28-32 (Song H L, Wu J Y, Wu Y, Zhen J H, Zhen Q L. 2010. Influence of aerodynamic to high speed pantograph current collection characteristics. *Electric Railway*, **21**: 28-32).
- 宋向辉, 王红, 商跃进. 2012. 动车转向架构架强度分析. *机械研究与应用*, **19**: 1-3 (Song X H, Wang H, Shang Y J. 2012. The strength and modal analysis on locomotive bogie frame. *Mechanical Research & Application*, **19**: 1-3).
- 孙春华. 2014. 艰险山区客运专线铁路隧道缓冲结构研究. *铁道标准设计*, **58**: 93-97 (Sun C H. Research of tunnel portal buffer structure on passenger dedicated line in complicated mountain area. *Railway Standard Design*, **58**: 93-97).
- 孙明昌, 曾京, 温泽峰. 2002. 弹性轮对的有限元分析. *交通运输工程学报*, **2**: 38-42 (Sun M C, Zeng J, Wen Z F. 2002. Finite element analysis for resilient wheelset. *Journal of Traffic and Transportation Engineering*, **2**: 38-42).
- 孙守光. 2009. 时速 350 公里高速列车持续运行疲劳可靠性研究与工程实践. 第七届世界高铁大会论文集. 北京.
- 孙翔. 1992. 世界各国的高速铁路. 成都: 西南交通大学出版社.
- 孙振旭, 宋婧婧, 安亦然. 2012. CRH3 型高速列车气动噪声数值模拟研究. *北京大学学报 (自然科学版)*, **48**: 701-711 (Sun Z X, Song J J, An Y R. Numerical simulation of aerodynamic noise generated by CRH3 high speed trains. *Acta Scientiarum Naturalium Universitatis Pekinensis*, **48**: 701-711).
- 孙振旭, 王一伟, 安亦然. 2010. 高速列车气动噪声的计算研究. *水动力学研究与进展 A 辑*, **25**: 660-668 (Sun Z X, Wang Y W, An Y R. 2010. Computational study on aerodynamic sound from high-speed

- trains. *Chinese Journal of Hydrodynamics*, **25**: 660-668).
- 孙振旭, 姚拴宝, 郭迪龙, 杨国伟. 2012. 高速列车横风气动力数值计算研究. 科学技术与工程, **12**: 8486-8497 (Sun Z X, Yao S H, Guo D L, Yang G W. 2012. Numerical study of crosswind stability of a high speed train. *Science Technology and Engineering*, **12**: 8486-8497).
- 谭深根, 李雪冰, 张继业, 张卫华. 2008. 路堤上运行的高速列车在侧风下的流场结构及气动性能. 铁道车辆, **46**: 4-8 (Tan S G, Li X B, Zhang J Y, Zhang W H. 2008. The flow field structure and the aerodynamic performance of high speed trains running on embankment under cross wind. *Rolling Stock*, **46**: 4-8).
- 藤井保和. 1991. 高速接触网的受流理论. 铁道与电气技术.
- 田红旗. 2006. 中国列车空气动力学研究进展. 交通运输工程学报, **6**: 1-9 (Tian H Q. 2006. Study evolution of train aerodynamics in China. *Journal of Traffic and Transportation Engineering*, **6**: 1-9).
- 田红旗. 2007. 列车空气动力学. 北京: 中国铁道出版社.
- 万鹏, 翟婉明, 王开云. 2008. 考虑轮对弹性时车辆运动稳定性分析. 铁道车辆, **46**: 8-10 (Wan P, Zhai W M, Wang K Y. 2008. Analysis of running stability of vehicles with the consideration of wheelset elasticity. *Rolling Stock*, **46**: 8-10).
- 万鹏. 2008. 考虑轮对弹性时车辆系统动力学建模与仿真分析. [硕士论文]. 成都: 西南交通大学 (Wan P. 2008. Modelling and simulation analysis of vehicle system dynamics in consideration of the elasticity of wheelsets. [Master Thesis]. Chengdu: Southwest Jiaotong University).
- 王福天. 1981. 车辆动力学. 北京: 中国铁道出版社 (Wang F T. 1981. Vehicle Dynamics. Beijing: China Railway Publishing House).
- 王福天. 1994. 车辆系统动力学. 北京: 中国铁道出版社 (Wang F T. 1981. Vehicle System Dynamics. Beijing: Railway Publishing House of China).
- 王国军, 高峰. 2006. 城市用轿车整车结构疲劳载荷谱的采集与处理. 高技术通讯, **16**: 825-829 (Wang G J, Gao F. 2006. Collection and processing for structural load spectrum of city cars. *High Technology Letters*, **16**: 825-829).
- 王建宇. 1995. 列车通过隧道时诱发的空气动力学问题和高速铁路隧道设计参数. 世界隧道, **1**: 3-13 (Wang J Y. 1995. The problem of aerodynamics when the train through the tunnel and the design parameters of high-speed railway. *World Tunnel*, **1**: 3-13).
- 王珏, 李治. 2005. 轴箱自由间隙与机车蛇行运动. 铁道机车车辆, **24**: 15-17 (Wang J, Li Z. 2005. Axle box clearance and snake motion of locomotive. *Railway Locomotive & CAR*, **24**: 15-17).
- 王开文. 1993. 抗蛇行减振器阻尼特性参数分析. 铁道车辆, **4**: 10-12 (Wang K W. 1993. The analysis of damping characteristics parameters of anti hunting damper. *Rolling Stock*, **4**: 10-12).
- 王开云, 翟婉明. 2003. 机车车辆横向动力学性能仿真 —— 车辆 - 轨道耦合模型与传统车辆模型 的比较. 西南交通大学学报, **38**: 17-21 (Wang K Y, Zhai W M. 2003. Simulation of lateral dynamic performances of locomotives and vehicles. *Journal of Southwest Jiaotong University*, **38**: 17-21).
- 王文静, 刘志明, 李强, 缪龙秀. 2009. CRH2 动车转向架构架疲劳强度分析. 北京交通大学学报, **33**: 6-9 (Wang W J, Liu Z M, Li Q, Miu L X. 2009. Fatigue strength analysis of CRH2 motor bogie frame. *Journal of Beijing Jiaotong University*, **33**: 6-9).
- 王文静, 谢基龙, 刘志明, 缪龙秀. 2001. 抗干扰技术在转向架构架动应力测试中的应用. 铁道学报, **23**: 101-104 (Wang W J, Xie J L, Liu Z M, Miu L X. 2001. Application of antiinterference technique in dynamic stress testing on bogie structure. *Journal of the China Railway Society*, **23**: 101-104).
- 王一伟, 杨国伟, 黄晨光, 王伟. 2012. 隧道长度对高速列车交会压力波的影响研究. 中国科学: 技术科学, **42**: 82-90 (Wang Y W, Yang G W, Huang C G, Wang W. 2012. Influence of tunnel length on

- the pressure wave generated by high-speed trains passing each other. *Scientia Sinica (Technologica)*, **42**: 82-90).
- 王英学, 高波, 杨奎, 张兆杰. 2006. 隧道阻塞比对列车进入隧道产生的气动效应的影响. 实验流体力学, **20**: 30-32 (Wang Y X, Gao B, Yang K, Zhang Z J. 2006. Traintunnel dimension ratio effect on the aerodynamics phenomenon created by train entering tunnel. *Journal of Experiments in Fluid Mechanics*, **20**: 30-32).
- 王英学, 高波, 赵文成, 骆建军. 2004. 高速列车进出隧道空气动力学特征模型实验分析. 流体力学实验与测量, **18**: 73-78 (Wang Y X, Gao B, Zhao W C, Luo J J. 2004. Aerodynamics character model experiment analysis of highspeed train going through tunnel. *Experiments and Measurements in Fluid Mechanics*, **18**: 73-78).
- 王勇, 曾京, 吕可维. 2003. 三大件转向架货车动力学建模与仿真. 交通运输工程学报, **3**: 30-34 (Wang Y, Zeng J, Lv K W. 2003. Dynamic modeling and simulation of three piece bogie freight car. *Journal of Traffic and Transportation Engineering*, **3**: 30-34).
- 王永岩. 1999. 动态子结构方法理论及应用. 北京: 科学出版社 (Wang Y Y. 1999. Theory of Dynamic Substructure and Its Application. Beijing: Scientific publishing house).
- 王月明. 2002. 高速客车半主动悬挂控制技术研究. [博士论文]. 成都: 西南交通大学 (Wang Y M. 2002. Research on control of semi-active suspension of high speed railway vehicles. [PhD Thesis]. Chengdu: Southwest Jiaotong University).
- 温泽峰. 2006. 钢轨波浪形磨损研究. [博士论文]. 成都: 西南交通大学 (Wen Z F. 2006. Study on rail corrugation. [PhD Thesis]. Chengdu: Southwest Jiaotong University).
- 邬平波, 薛世海, 杨晨辉. 2005. 基于弹性车体模型的高速客车动态响应. 交通运输工程学报, **5**: 5-8 (Wu P B, Xue S H, Yang C H. 2005. Dynamic response of highspeed passenger car based on flexible car body model. *Journal of Traffic and Transportation Engineering*, **5**: 5-8).
- 邬平波, 曾京. 2000. 确定车辆系统线性和非线性临界速度的新方法. 铁道车辆, **38**: 1-4 (Wu P B, Zeng J. 2000. A new method to determine linear and nonlinear critical speed of the vehicle system. *Rolling Stock*, **38**: 1-4).
- 吴兵, 温泽峰, 王衡禹, 金学松. 2012. 高速轮轨水介质接触数值分析方法. 交通运输工程学报, **12**: 41-47 (Wu B, Wen Z F, Wang H Y, Jin X S. 2012. Numerical analysis method of wheel/rail adhesion under water lubrication for high-speed railway. *Journal of Traffic and Transportation Engineering*, **12**: 41-47).
- 吴兵, 温泽峰, 王衡禹, 金学松. 2013a. 高速轮轨黏着特性影响因素研究. 铁道学报, **35**: 18-22 (Wu B, Wen Z F, Wang H Y, Jin X S. 2013a. Study on factors affecting high-speed wheel-rail adhesion characteristic. *Journal of the China Railway Society*, **35**: 18-22).
- 吴兵, 温泽峰, 王衡禹, 金学松. 2013b. 轮轨油污污染黏着特性的研究. 工程力学, **30**: 392-396 (Wu B, Wen Z F, Wang H Y, Jin X S. 2013b. Study on adhesion of wheel and rail under oil contamination. *Engineering Mechanics*, **30**: 392-396).
- 吴兵. 2011. 高速轮轨黏着特性数值分析. [硕士论文]. 成都: 西南交通大学 (Wu B. 2011. Numerical analysis of wheel-rail adhesion characteristics for high-speed railway. [Master Thesis]. Chengdu: Southwest Jiaotong University).
- 吴会超. 2012. 高速动车组车体与车下设备耦合振动研究. [学位论文]. 成都: 西南交通大学 (Wu H C. 2012. Study on coupling vibration of high-speed emu between carbody and underframe equipment. [Dissertation]. Chengdu: Southwest Jiaotong University).
- 吴天行. 1996. 接触网的有限元计算与分析. 铁道学报, **18**: 44-49 (Wu T X. 1996. Analysis and calcula-

- tion of catenary by FEM. *Journal of the China Railway Society*, **18**: 44-49).
- 吴燕, 吴俊勇, 郑积浩. 2009. 基于有限元和空气动力学模型的高速受电弓动态性能仿真. 西南交通大学学报, **44**: 855-859 (Wu Y, Wu J Y, Zhen J H. 2009. Simulation of high-speed pantograph dynamic performance based on finite element model and aerodynamic pantograph model. *Journal of Southwest Jiaotong University*, **44**: 855-859).
- 郗艳红, 毛军, 高亮, 杨国伟, 曲文强. 2012. 横风作用下高速列车安全运行速度限值的研究. 铁道学报, **34**: 8-14 (Xi Y H, Mao J, Gao L, Yang G W, Qu W Q. 2012. Research on the limited safe speed of a high-speed train under cross wind. *Journal of the China Railway Society*, **34**: 8-14).
- 鲜荣, 张卫华, 王开文. 2005. 机车车辆在滚动振动试验台上蛇行运动稳定性计算. 铁道车辆, **43**: 16-18 (Xian R, Zhang W H, Wang K W. 2005. Research on the curve negotiation performance of the new type lowfloor bogie with independent wheels. *Rolling Stock*, **43**: 16-18).
- 向俊, 赫丹, 曾庆元. 2009. 水泥沥青砂浆劣化对板式轨道动力学性能的影响. 中南大学学报, 自然科学版, **40**: 791-796 (Xiang J, He D, Zeng Q Y. 2009. Effect of cement asphalt mortar disease on dynamic performance of slab track. *Journal of Central South University (Science and Technology)*, **40**: 791-796).
- 向俊, 曾庆元. 2011. 列车-轨道(桥梁)时变系统横向振动稳定性与失稳临界车速分析方法. 交通运输工程学报, **11**: 19-24 (Xiang J, Zeng Q Y. 2011. Analysis method of stability and critical speed for train-track (bridge) timevariable system under lateral vibration condition. *Journal of Traffic and Transportation Engineering*, **11**: 19-24).
- 肖京平, 黄志祥, 陈立. 2013. 高速列车空气动力学研究技术综述. 力学与实践, **35**: 1-12 (Xiao J P, Huang Z X, Chen L. 2013. Review of aerodynamic investigations for high speed train. *Mechanics in Engineering*, **35**: 1-12).
- 肖友刚, 康志成. 2008. 高速列车车头曲面气动噪声的数值预测. 中南大学学报(自然科学版), **39**: 1267-1272 (Xiao Y G, Kang Z C. 2008. Numerical prediction of aerodynamic noise radiated from high speed train head surface. *Journal of Central South University (Science and Technology)*, **39**: 1267-1272).
- 肖友刚, 时彧. 2012. 高速列车受电弓绝缘子的气动噪声计算及外形优化. 铁道科学与工程学报, **9**: 72-76 (Xiao Y G, Shi Y. 2012. Aerodynamic noise calculation and shape optimization of high-speed train pantograph insulators. *Journal of Railway Science and Engineering*, **9**: 72-76).
- 肖友刚, 田红旗, 张洪. 2008. 高速列车司机室内气动噪声预测. 交通运输工程学报, **8**: 10-14 (Xiao Y G, Tian H Q, Zhang H. 2008. Prediction of interior aerodynamic noise of high-speed train cab. *Journal of Traffic and Transportation Engineering*, **8**: 10-14).
- 邢云林. 2014. 基于增量谐波平衡法的高速列车系统振动传递关系分析. [学位论文]. 北京: 中国科学院大学.
- 徐国祥. 2010. CRH3 型动车组动车构架载荷测试与编谱研究. [学位论文]. 北京: 北京交通大学.
- 徐有成. 2002. 直升飞机疲劳载荷谱编制与结构定寿. [硕士学位论文]. 北京: 北京航空航天大学.
- 徐志胜, 翟婉明, 王开云, 王其昌. 2004. 车辆-轨道系统振动响应分析——Timoshenko 梁与 Euler 梁轨道模型比较. 地震工程与工程振动, **23**: 74-79 (Xu Z S, Zhai W M, Wang K Y, Wang Q C. 2004. Analysis of vehicle-track system vibration. *Earthquake Engineering and Engineering Vibration*, **23**: 74-79).
- 徐志胜, 翟婉明. 2003. 基于 Timoshenko 梁模型的车辆-轨道耦合振动分析. 西南交通大学学报, **38**: 22-27 (Xu Z S, Zhai W M. 2003. Analysis of vehicle-track coupling vibration based on Timoshenko beam model. *Journal of Southwest Jiaotong University*, **38**: 22-27).
- 徐志胜, 翟婉明. 2006. 轨道交通轮轨噪声预测与控制的研究. 中国铁道科学, **27**: 138-139 (Xu Z S, Zhai W M. 2006. Study on prediction and control of wheel-rail noise of rail transit. *China Railway Science*,



- 27: 138-139).
- 薛弼一, 崔大宾, 李立, 杜星, 温泽峰, 金学松. 2013. 车轮踏面并行反求设计方法. 机械工程学报, **49**: 8-16 (Xue B Y, Cui D B, Li L, Du X, Wen Z F, Jin X S. 2013. Parallel inverse design method of wheel profile. *Journal of Mechanical Engineering*, **49**: 8-16).
- 阎楚良, 高镇同. 2000. 飞机高置信度中值随机疲劳载荷谱的编制原理. 航空学报, **21**: 118-123 (Yan C L, Gao Z T. Compilation theory of median stochastic fatigue loadspectrum with high confidence level for airplane. *Acta Aeronautic Et Astronautic Sinica*, **21**: 118-123).
- 严隽耄. 2003. 车辆工程 (第二版). 北京: 中国铁道出版社 (Yan J M. 2003. Vehicle Engineering (2nd edn). Beijing: China Railway Publishing House).
- 杨帆, 牛文达. 2012. 高速列车集电部的气动噪声研究. 机电产品开发与创新, **25**: 13-15 (Yang F, Niu W D. 2012. The research of aerodynamic noise produced by the power collection equipment of high-speed trains. *Development & Innovation of Machinery & Electrical Products*, **25**: 13-15).
- 杨帆, 郑百林, 贺鹏飞. 2010. 高速列车集电部气动噪声数值模拟. 计算机辅助工程, **19**: 44-47 (Yang F, Zheng B L, He P F. 2010. Numerical simulation on aerodynamic noise of power collection equipment for high-speed trains. *Computer Aided Engineering*, **19**: 44-47).
- 杨加寿, 蒋崇文, 高振勋, 吕宇超, 张劲柏, 李椿萱. 2012. 车厢间风挡形式对高速列车气动性能的影响. 铁道学报, **34**: 29-35 (Yang J S, Jiang C W, Gao Z X, Lü Y C, Zhang J B, Li C X. 2012. Influence of inter-car wind-shield schemes on aerodynamic performance of high-speed trains. *Journal of the China Railway Society*, **34**: 29-35).
- 杨翊仁, 张继业, 金学松. 1998. 轮轨水介质接触的完全数值分析方法. 铁道学报, **20**: 32-37 (Yang Y R, Zhang J Y, Jin X S. 1998. Numerical analysis on the contact of wheel and rail with water medium. *Journal of the China Railway Society*, **20**: 32-37).
- 杨翊仁, 张继业, 赵华. 2000. 水介质对轮轨粘着特性的影响. 铁道学报, **22**: 31-34 (Yang Y R, Zhang J Y, Zhao H. 2000. Effects of water medium on adhesion of wheel and rail. *Journal of the China Railway Society*, **22**: 31-34).
- 杨翊仁. 1995. 轮缘力作用下转向架极限环蛇行分析. 振动与冲击, **14**: 43-48 (Yang Y R. 1995. Analysis of limit cycle hunting of a bogie with flanged wheels. *Journal of Vibration and Shock*, **14**: 43-48).
- 杨楨. 2009. 基于空气动力学的受电弓高速受流研究. 电气化铁道, **3**: 17-20. (Yang Z. 2009. Study on highspeed receiving current of pantograph based on aerodynamics. *Electric Railway*, **3**: 17-20).
- 姚拴宝, 郭迪龙, 杨国伟. 2012. 基于 GA-GRNN 的高速列车头型三维优化设计. 中国科学: 技术科学, **42**: 1283-1294 (Yao S B, Guo D L, Yang G W. 2012. Three-dimensional aerodynamic optimization design of high-speed train nose based on GA-GRNN. *Scientia Sinica (Technologica)*, **42**: 1283-1294).
- 姚拴宝, 郭迪龙, 孙振旭, 杨国伟, 陈大伟. 2013a. 基于 Kriging 代理模型的高速列车头型多目标优化设计. 中国科学: 技术科学, **43**: 186-200 (Yao S B, Guo D L, Sun Z X, Yang G W, Chen D W. 2013a. Multi-objective optimization of the streamlined head of high-speed trains based on the Kriging model. *Scientia Sinica (Technologica)*, **43**: 186-200).
- 姚拴宝, 郭迪龙, 杨国伟. 2013b. 基于径向基函数网格变形的高速列车头型优化. 力学学报, **45**: 982-986 (Yao S B, Guo D L, Yang G W. 2013b. Aerodynamic optimization of high-speed train based on rbfmesh deformation. *Chinese Journal of Theoretical and Applied Mechanics*, **45**: 982-986).
- 姚拴宝, 郭迪龙, 杨国伟. 2013c. 基于混合遗传算法的高速列车截面变化率优化设计. 科学技术与工程, **13**: 8349-8355 (Yao S B, Guo D L, Yang G W. 2013c. Optimal cross-sectional area distribution of a high-speed train nose based on a hybrid genetic algorithm. *Science Technology and Engineering*, **13**: 8349-8355).

- 殷学纲. 1991. 结构振动分析的子结构方法. 北京: 中国铁道出版社 (Yin X G. 1991. Substructure method for structural vibration analysis. Beijing: China Railway Publishing House).
- 于涤. 1998. 高速接触网受流的理论分析. 铁道学报, **20**: 58-64 (Yu D. 1998. Analysis on catenary current-carrying theory of high-speed railway. *Journal of the China Railway Society*, **20**: 58-64).
- 于梦阁, 张继业, 张卫华. 2011a. 平地上高速列车的风致安全特性. 西南交通大学学报, **46**: 989-995 (Yu M G, Zhang J Y, Zhang W H. 2011a. Wind-induced security of high-speed trains on the ground. *Journal of Southwest Jiaotong University*, **46**: 989-995).
- 于梦阁, 张继业, 张卫华. 2011b. 350km/h 高速列车风致安全研究. 机械设计与制造, **5**: 174-176 (Yu M G, Zhang J Y, Zhang W H. 2011b. Study on the wind-induced security for 350km/h high-speed trains. *Machinery Design & Manufacture*, **5**: 174-176).
- 于梦阁. 2010. 高速列车风致安全研究. [硕士论文]. 成都: 西南交通大学 (Yu M G. 2010. Study on the wind-induced security of high-speed trains. [Master Thesis]. Chengdu: Southwest Jiaotong University).
- 于万聚. 2003. 高速电气化铁路接触网. 成都: 西南交通大学出版社 (Yu W J. 2003. Catenary of High-Speed Electrified Railway. Chengdu: Southwest Jiaotong University Press).
- 喻华华. 2013. 高速列车气动噪声产生与控制的机理研究. [博士论文]. 北京: 中国科学院大学 (Yu H H. 2013. Study on the mechanism of generation and control of aerodynamic noise for high-speed trains. [PhD Thesis]. Beijing: University of Chinese Academy of Sciences).
- 岳渠德. 1995. 列车-轨道系统三维耦合动力学模型及其动力响应研究. 北京: 铁道部科学研究院 (Yue Q D. 1995. Study on 3-dimensions coupling dynamics models of train-track system and its dynamic response. Beijing: Academy of Railway Sciences).
- 曾京, 王勇. 2000. 货车系统的非线性动力学分析. 西南交通大学学报, **35**: 399-403 (Zeng J, Wang Y. 2000. Nonlinear dynamic analysis for railway freight cars. *Journal of Southwest Jiaotong University*, **35**: 399-403).
- 曾京, 邬平波. 1994. 车辆系统稳态方程收敛解的数值求解. 铁道学报, **A06**: 125-130 (Zeng J, Wu P B. 1994. Algorithm study for the convergent solution of steady state equations of vehicle systems. *Journal of the China Railway Society*, **A06**: 125-130).
- 曾京, 邬平波. 2005. 高速列车的稳定性. 交通运输工程学报, **5**: 1-4 (Zeng J, Wu P B. 2005. Stability of high-speed train. *Journal of Traffic and Transportation Engineering*, **5**: 1-4).
- 曾京, 邬平波. 2008. 减振器橡胶节点刚度对铁道客车系统临界速度的影响. 中国铁道科学, **29**: 94-98 (Zeng J, Wu P B. 2008. Influence of the damper rubber joint stiffness on the critical speed of railway passenger car system. *China Railway Science*, **29**: 94-98).
- 曾京, 徐涛. 1994. 客车系统非线性横向稳定性的分叉方法研究. 西南交通大学学报, **29**: 316-322 (Zeng J, Wu P B. 1994. Nonlinear lateral stability analysis of passenger coach system using bifurcation method. *Journal of Southwest Jiaotong University*, **29**: 316-322).
- 曾京, 徐涛. 1996. 非线性车辆系统的横向稳定性研究. 铁道车辆, **34**: 9-12.
- 曾京. 1996. 车辆系统的蛇行运动分叉及极限环的数值计算. 铁道学报, **18**: 13-19 (Zeng J. 1996. Numerical computations of the hunting bifurcation and limit cycles for railway vehicle system. *Journal of the China Railway Society*, **18**: 13-19).
- 曾庆元, 周智辉, 赫丹, 文颖. 2012. 列车轨道(桥梁)系统横向振动稳定性分析. 铁道学报, **34**: 86-90 (Zeng Q Y, Zhou Z H, He D, Wen Y. 2012. Study on stability of lateral vibration of train-track (bridge) system. *Journal of the China Railway Society*, **34**: 86-90).
- 曾晓辉, 赖姜. 2013. 定常气动载荷作用下高速铁路车辆的蛇行运动稳定性. 工程力学, **30**: 52-58. (Zeng X H, Lai J. 2013. Hunting stability of high-speed railway vehicle considering the actions of steady

- aerodynamic loads. *Engineering Mechanics*, **30**: 52-58).
- 翟婉明. 2007. 车辆-轨道耦合动力学. 北京: 科学出版社 (Zhai W M. 2007. The Vehicle Track Coupling Dynamics. Beijing: Science Press).
- 翟婉明. 1992. 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, **14**: 10-21 (Zhai W M. 1992. The vertical model of vehicle-track system and its coupling dynamics. *Journal of the China Railway Society*, **14**: 10-21).
- 张弘, 于正平, 吴鸿标. 1995. 受电弓空气动力学模型及风洞试验研究. 中国铁道科学, **16**: 37-49 (Zhang H, Yu Z P, Wu H B. 1995. A study on the aerodynamics model and wind tunnel test of pantograph. *China Railway Science*, **16**: 37-49).
- 张剑, 金学松, 孙丽萍, 张军. 2010. 基于 CRH5 型高速动车组车辆的轮对动态特性与等效锥度关系初探. 铁道学报, **32**: 20-27 (Zhang J, Jin X S, Sun L P, Zhang J. 2010. Preliminary research on the relationship between wheelset dynamic performance and equivalent conicity based on CRH5 high-speed EMU vehicles. *Journal of the China Railway Society*, **32**: 20-27).
- 张剑, 王玉艳, 金学松, 崔大宾. 2011. 改善轮轨接触状态的车轮型面几何设计方法. 交通运输工程学报, **11**: 36-42 (Zhang J, Wang Y Y, Jin X S, Cui D B. 2011. Geometric design method of wheel profile for improving wheel and rail contact status. *Journal of Traffic and Transportation Engineering*, **11**: 36-42).
- 张建辉, 杨炯, 姚勇. 2010. 高速列车受电弓减阻的风洞试验研究. 铁道科学与工程学报, **7**: 116-121 (Zhang J H, Yang J, Yao Y. 2010. Wind tunnel test investigation on pantograph drag reduction of high speed train. *Journal of Railway Science and Engineering*, **7**: 116-121).
- 张军, 吴昌华. 2000. 轮轨接触问题的弹塑性分析. 铁道学报, **22**: 16-20 (Zhang J, Wu H H. 2000. Elasto-plastic analysis of wheel-rail contact problem. *Journal of the China Railway Society*, **22**: 16-20).
- 张雷, 杨明智, 张辉, 金琦. 2013. 高速铁路隧道洞门对隧道空气动力效应的影响. 铁道学报, **35**: 92-97 (Zhang L, Yang M Z, Zhang H, Jin Q. 2013. Influence of tunnel portals on tunnel aerodynamic effects in operation of high-speed railways. *Journal of the China Railway Society*, **35**: 92-97).
- 张书瑞, 李霞, 温泽峰, 金学松. 2013. 具有曲面接触斑弹性体滚动接触理论及其数值方法. 工程力学, **30**: 30-37 (Zhang S R, Li X, Wen Z F, Jin X S. 2013. Theory and numerical method of elastic bodies in rolling contact with curve contact area. *Engineering Mechanics*, **30**: 30-37).
- 张曙光. 2009. 350km/h 高速列车噪声机理、声源识别及控制. 中国铁道科学, **2**: 86-90 (Zhang S G. 2009. Noise mechanism, sound source localization and noise control of 350km/h high-speed train. *China Railway Science*, **2**: 86-90).
- 张曙光. 2007. 铁路高速列车应用基础理论与工程技术. 北京: 科学出版社 (Zhang S G. 2007. High Speed Railway Train Applied Basic Theory and Engineering Technology. Beijing: Science Press).
- 张曙光. 2009. 高速列车设计方法研究. 北京: 中国铁道出版社 (Zhang S G. 2009. Study on The Design Method of High Speed Train. Beijing: China Railway Publishing House).
- 张锁怀, 李永春, 孙军帅. 2009. 地铁车辆转向架构架有限元强度计算与分析. 机械设计与制造, **1**: 45-47 (Zhang S H, Li Y C, Sun J S. 2009. Strangth calculation and analysis on the bogie frame of metro trains based on FEM. *Machinery Design & Manufacture*, **1**: 45-47).
- 张卫华. 2006. 机车车辆动态模拟. 北京: 中国铁道出版社 (Zhang W H. 2006. Dynamic simulation of locomotive vehicle. Beijing: China Railway Publishing House).
- 张卫华, 黄标, 梅桂明. 2005. 基于虚拟样机技术的高速弓网系统研究. 铁道学报, **27**: 30-35 (Zhang W H, Huang B, Mei G M. 2005. Study on pantographcatenary system based on virtual prototyping. *Journal of the China Railway Society*, **27**: 30-35).
- 张卫华, 梅桂明, 陈良麒. 2000. 接触线弛度及表面不平顺对接触受流的影响分析. 铁道学报, **22**: 50-

- 54 (Zhang W H, Mei G M, Cheng L L. 2000. Analysis of the influence of catenary's sag and irregularity upon the quality of current-feeding. *Journal of The China Railway Society*, **22**: 50-54).
- 张卫华, 曹新文. 1991. 高速受电弓/接触网系统的动力学研究. 西南交通大学学报, **26**: 105-111 (Zhang W H, Cao X W. 1991. Dynamic analysis of high speed pantograph-catenary system. *Journal of Southwest Jiaotong University*, **26**: 105-111).
- 张卫华, 沈志云. 1993. 受电弓动力学研究. 铁道学报, **15**: 23-30 (Zhang W H, Shen Z Y. 1993. A dynamic analysis of the pantograph. *Journal of the China Railway Society*, **15**: 23-30).
- 张卫华. 2012. 高速列车顶层设计指标研究. 铁道学报, **34**: 15-19 (Zhang W H. 2012. Study on top-level design specifications of high-speed train. *Journal of the China Railway Society*, **34**: 15-19).
- 张卫华, 梅桂明, 陈良麒. 接触线弛度及表面不平顺对接触受流的影响分析. 铁道学报, 2000, **22**: 50-54 (Zhang W H, Mei G M, Chen L Q. 2000. Analysis of the influence of catenary's sag and irregularity upon the quality of currentfeeding. *Journal of the China Railway Society*, **22**: 50-54).
- 张卫华, 沈志云. 1996. 车辆系统非线性运动稳定性研究. 铁道学报. **18**: 29-34 (Zhang W H. 1996. Nonlinear stability analysis of railway vehicle system. *Journal of the China Railway Society*, **18**: 29-34).
- 张卫华. 1997. 准高速接触网动态性能的研究. 西南交通大学学报, **32**: 187-192 (Zhang W H. 1997. On dynamic behavior of the quasi high speed catenary. *Journal of Southwest Jiaotong University*, **32**: 187-192).
- 张卫华. 2013. 高速列车耦合大系统动力学理论与实践. 北京: 科学出版社 (Zhang W H. 2013. The Theory and Practice of Dynamic Coupling System of High Speed Train. Beijing: Science Press).
- 张雪锋, 汪宏峰, 杨绍普. 2004. 车辆转向架 Hopf 分岔分析. 石家庄铁道学院学报. **16**: 13-17 (Zhang X F, Wang H F, Yang S P. 2004. Hopf Bifurcation analysis for the vehicle bogie. *Journal of Shijiazhang Railway Institute*, **16**: 13-17).
- 张雪珊, 肖新标, 金学松. 2010. 高速车轮椭圆化对车辆系统行为的影响. 机械工程学报, **46**: 67-73 (Zhang X S, Xiao X B, Jin X S. 2010. Effect of ovalization of high speed railway wheels on vehicle dynamic performance. *Journal of Mechanical Engineering*, **46**: 67-73).
- 张译. 1994. 高速列车通过隧道时产生的瞬变压力, 铁道建筑, **5**: 33-36 (Zhang Y. 1994. Transient pressure induced by high-speed train passing a tunnel. *Railway Engineering*, **5**: 33-36).
- 张营营. 2014. 气动与轨道不平顺作用下高速列车车体振动行为研究. [学位论文]. 北京: 中国科学院大学 (Zhang Y Y. 2014. Research on vibration behavior of the car-body of high speed trains under the action of aerodynamics and track irregularities. [Dissertation]. Beijing: University of Chinese Academy of Sciences).
- 张志超, 张亚辉, 林家浩. 2008. 车桥耦合系统非平稳随机振动分析的虚拟激励-精细积分法. 工程力学, **25**: 197-204 (Zhang Z C, Zhang Y H, Lin J H. 2008. PEM-PIM scheme for non-stationary random vibration analysis of vehicle-bridge syetems. *Engineering Mechanical*, **25**: 197-204).
- 赵鑫, 温泽峰, 王衡禹, 金学松. 2013. 三维高速轮轨瞬态滚动接触有限元模型及其应用. 机械工程学报, **49**: 1-7 (Zhao X, Wen Z F, Wang H Y, Jin X S. 2013. 3D transient finite element model for high-speed wheel-rail rolling contact and its application. *Journal of Mechanical Engineering*, **49**: 1-7).
- 赵宇, 王有凯, 朱伶俐, 李金辉. 2008. 高速铁路隧道通风竖井对气动效应的影响研究. 河南理工大学学报 (自然科学版), **27**: 578-581 (Zhao Y, Wang Y K, Zhu L L, Li J H. 2008. Study of the effects of the high-speed railway tunnel air shaft of aerodynamic effect. *Journal of Henan Polytechnic University (Natural Science)*, **27**: 578-581).
- 赵悦, 肖新标, 韩健, 赵国堂, 金学松. 2013. 高速有砟轨道钢轨动力吸振器垂向吸振特性及其参数影响. 机械工程学报, **49**: 17-25 (Zhao Y, Xiao X B, Han J, Han G T, Jin X S. 2013. Vertical

- characteristic and its parameter effect of rail vibration absorber used in high-speed ballasted track. *Journal of Mechanical Engineering*, **49**: 17-25).
- 郑拯宇, 李人宪. 2011. 高速列车表面气动噪声偶极子声源分布数值分析. 西南交通大学学报, **46**: 996-1002 (Zheng Z Y, Li R X. Numerical analysis of aerodynamic dipole source on high-speed train surface. *Journal of Southwest Jiaotong University*, **46**: 996-1002).
- 钟万勰, 张宏武, 吴承伟. 1997. 参变量变分原理及其在工程中的应用/力学丛书. 北京: 科学出版社 (Zhong W X, Zhang H W, Wu C W. 1997. The Variational Principle and Its Application in Engineering/Mechanics Series. Beijing: Science Press).
- 周劲松, 宫岛, 孙文静, 任利惠. 2009. 铁道客车车体垂向弹性对运行平稳性的影响. 铁道学报, **31**: 32-37 (Zhou J S, Gong D, Sun W J, Ren L H. 2009. Influence of vertical elasticity of carbody of railway passenger vehicles on ride quality. *Journal of the China Railway Society*, **31**: 32-37).
- 周宁, 张卫华. 2009a. 基于受电弓弹性体模型的弓网动力学分析. 铁道学报, **31**: 21-26 (Zhou N, Zhang W H. 2009a. Analysis of dynamic pantograph-catenary interaction based on elastic pantograph model. *Journal of the China Railway Society*, **31**: 21-26).
- 周宁, 张卫华. 2009b. 双弓作用下弓网动力学性能. 西南交通大学学报, **44**: 552-557 (Zhou N, Zhang W H. 2009b. Dynamic performances of pantograph-catenary system with double pantographs. *Journal of Southwest Jiaotong University*, **44**: 552-557).
- 周信, 肖新标, 何宾, 张捷, 赵悦, 韩珈琪, 金学松. 2013. 高速铁路声屏障降噪效果预测及其验证. 机械工程学报, **49**: 14-19 (Zhou X, Xiao X B, He B, Zhang J, Zhao Y, Han J Q, Jin X S. 2013. Numerical model for predicting the noise reduction of noise barrier of high speed railway and its test validation. *Journal of Mechanical Engineering*, **49**: 14-19).
- 周业明, 马利军, 姚远, 张红军. 2012. 采用下摇枕转向架的车辆横向稳定性研究. 铁道车辆, **50**: 1-5 (Zhou Y M, Ma L J, Yao Y, Zhang H J. 2012. Research on lateral stability of vehicles with lower bolster bogies. *Rolling Stock*, **50**: 1-5).
- 邹晓龙. 2010. 动车组拖车转向架载荷谱试验研究. [硕士论文]. 北京: 北京交通大学 (Zou X L. 2010. Experimental study on load spectrum of trailer bogie of multiple unit. [Master Thesis]. Beijing: Beijing Jiaotong University).
- 左惟炜, 肖生发, 沈德平. 1999. EQ1030T 轻型车后桥道路载荷谱研究. 湖北汽车工业学院学报, **13**: 15-19 (Zuo W W, Xiao S F, Shen D P. 1999. The research of the load spectrum of EO1030T light-truck rear axle on the road. *Journal of Hubei Automotive industries Institute*, **13**: 15-19).
- AAR. Manual of Standards and Recommended Practices Section C Part II: Specifications for Design, Fabrication and Construction of Freight Cars.
- Abood K H A, Khan R A. 2010. Investigation to improve hunting stability of railway carriage using semi-active longitudinal primary stiffness suspension. *Journal of Mechanical Engineering Research*, **3**: 97-105.
- Aboshi M, Manabe K. 2000. Analyses of contact force fluctuation between catenary and pantograph. *QR of RTRI*, **41**: 182-187.
- Aboshi M, Nakai I, Kinoshita H. 1998. Current collection characteristics and improvement methods of high-tension overhead catenary systems. *Electrical Engineering in Japan*, **123**: 67-76.
- Adler N, Pels E, Nash C. 2010. High-speed rail and air transport competition: Game engineering as tool for cost-benefit analysis. *Transportation Research Part B: Methodological*, **44**: 812-833.
- Ahmadian M, Yang S. 1998a. Effect of system nonlinearities on locomotive bogie hunting stability. *Vehicle System Dynamics*, **29**: 365-384.

- Ahmadian M, Yang S. 1998b. Hopf bifurcation and hunting behavior in a rail wheelset with flange contact. *Nonlinear Dynamics*, **15**: 15-30.
- Ahmed A, Sankar S. 1987. Year lateral stability behavior of railway freight car system with elasto-damper coupled wheelset: Part 1—Wheelset model. ASME.
- Alonso A, Giménez J, Gomez E. 2011. Yaw damper modelling and its influence on railway dynamic stability. *Vehicle System Dynamics*, **49**: 1367-1387.
- Anant M, Mehdi A. 2004. Nonlinear investigation of the effect of primary suspension on the hunting stability of a rail wheelset. *ASME Rail Transportation Division*, **27**: 53-61.
- Andersson E, Haggstrom J, Sima M. 2004. Assessment of train overturning risk due to strong cross winds. *J. Rail and Rapid Transit*, **218**: 213-223.
- Andersson T, Aronson L, Pettersson B. 1994. Train Wind Force Caused by Passing Trains. NTIS No. PB95-131306/HDM, Report No: SP-RAPP-1994: 23, ISBN-91-7848-482-0.
- Anthoine J. 2009. Alleviation of pressure rise from a high-speed train entering a tunnel. *AIAA J.* **47**: 2132-2142.
- Arias-Cuevas O. 2010. Low adhesion in the wheel-rail contact. [Dissertation]. The Netherlands: Delft University of Technology.
- Auciello J, Meli E, Falomi S, Malvezzi M. 2009. Dynamic simulation of railway vehicles: Wheel/rail contact analysis. *Vehicle System Dynamics*, **47**: 867-899.
- AWS. AWS D1. 1/D1. 1M — 2006 Structural Welding Codes—Steel.
- Baeza L, Carballeira J, Roda A, Tarancón J. 2006. Method for obtaining the modal properties of articulated trains equipped with independently rotating wheels. *Vehicle System Dynamics*, **44**: 841-854.
- Baeza L, Fayos J, Roda A, Insa R. 2008. High frequency railway vehicle-track dynamics through flexible rotating wheelsets. *Vehicle System Dynamics*, **46**: 647-659.
- Baeza L, Vila P, Roda A, Fayos J. 2008. Prediction of corrugation in rails using a non-stationary wheel-rail contact model. *Wear*, **265**: 1156-1162.
- Baeza L, Vila P, Xie G, Iwnicki S D. 2011. Prediction of rail corrugation using a rotating flexible wheelset coupled with a flexible track model and a non-Hertzian/non-steady contact model. *Journal of Sound and Vibration*, **330**: 4493-4507.
- Baker C, Jones J, Lopez-Calleja F, Munday J. 2004. Measurements of the cross wind forces on trains. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, **92**: 547-563.
- Baker C. 2003. Some complex applications of the “wind loading chain”. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, **91**: 1791-1811.
- Baron A, Mossi M, Sibilla S. 2001. The alleviation of the aerodynamic drag and wave effects of high-speed trains in very long tunnels. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, **89**: 365-401.
- Barsikow B, King III W F, Pfizenmaier E. 1987. Wheel-rail noise generated by a high-speed train investigated with a line array of microphones. *Journal of Sound and Vibration*, **118**: 99-122.
- Bass J M. 1987. Three-dimensional finite deformation, rolling contact of a hyperelastic cylinder: Formulation of the problem and computational results. *Computers & Structures*, **26**: 991-1004.
- Batten P, Ribaldone E, Casella M, Chakravarthy S. 2004. Towards a generalized non-linear acoustics solver. In: Proceedings of 10th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, Manchester, UK, AIAA-2004-3001.
- Bechert D, King III W F, Pfizenmaier E, Grosche F R, Stiewitt H, Martin A. 1978. Measurements to locate sources of aerodynamic and wheel-rail noise generated by high-speed trains. *Journal of the Acoustical*

- Society of America*, **64**: S153-S153.
- Beretta S, Ghidini A, Lombardo F. 2005. Fracture mechanics and scale effects in the fatigue of railway axles. *Engineering Fracture Mechanics*, **72**: 195-208.
- Bjerklund E, Ohman M. 2009. Stability of high speed train under aerodynamic excitations. [Master Thesis]. Goteborg, Sweden: Chalmers University of Technology.
- Bocciolone M, Resta F, Rocchi D, Tosi A, Collina A. 2006 Pantograph aerodynamic effects on the pantograph-catenary interaction. *Vehicle System Dynamics*, **44**: 560-570.
- Brickle BV. 1973. The steady state forces and moments on a railway wheelset including flange contact conditions. [Dissertation]. Loughborough: Loughborough University of Technology.
- Bruni S, Vinolas J, Berg M, Polach O, Stichel S. 2011. Modelling of suspension components in a rail vehicle dynamics context. *Vehicle System Dynamics*, **49**: 1021-1072.
- BSI. BS 7608—1993 Code of Practice for fatigue Design and Assessment of Steel Structures.
- Bucksch R. 1980. Eigenschwingungen eines fahrleitungs-kettenwerkes. *Wissenschaftliche Berichte AEG-Telefunken*, **53**: 186-199.
- Bucksch R. 1981. Theorie der wechselwirkungen von fahrdrahtwellen mit angekoppelten mechanischensystemen (I). *Wissenschaftliche Berichte AEG-Telefunken*, **54**: 129-140.
- Bucksch R. 1982. Theorie der wechselwirkungen von fahrdrahtwellen mit angekoppelten mechanischensystemen (II). *Wissenschaftliche Berichte AEG-Telefunken*, **55**: 112-122.
- Carlbom P. 2000. Carbody and passengers in rail vehicle dynamics. [Dissertation]. Stockholm: KTH.
- Carrarini A, 2003 Coupled multibody-aerodynamic simulation of high-speed trains manoeuvres. In: *Virtual Nonlinear Multibody Systems*, New York: Springer.
- Carrarini A. 2007. Reliability based analysis of the crosswind stability of railway vehicles. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, **95**: 493-509.
- Carstens J, Kresge D. 1965. Literature survey of passenger comfort limitations of high-speed ground transports. United Aircraft Corporation, East Hartford, CT, Report D-910353-1.
- Carter F. 1926. On the action of a locomotive driving wheel. *Proceedings of the Royal Society of London. Series A*, **112**: 151-157.
- Chaar N. 2007. Wheelset structural flexibility and track flexibility in vehicle-track dynamic interaction. [Dissertation] Stockholm: KTH.
- Cheli F, Ripamonti F, Rocchi D, Tomasini G. 2010. Aerodynamic behaviour investigation of the new EMUV250 train to cross wind. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, **98**: 189-201.
- Cheli F, Corradi R. 2011. On rail vehicle vibrations induced by track unevenness: Analysis of the excitation mechanism. *Journal of Sound and Vibration*, **330**: 3744-3765.
- Chen C L, Hall P. 2011. The impacts of high-speed trains on British economic geography: A study of the UK's Inter City 125/225 and its effects. *Journal of Transport Geography*, **19**: 689-704.
- Chen G, Zhai W. 2004. A new wheel/rail spatially dynamic coupling model and its verification. *Vehicle System Dynamics*, **41**: 301-322.
- Chen H, Ban T, Ishida M, Nakahara T. 2002. Adhesion between rail/wheel under water lubricated contact. *Wear*, **253**: 75-81.
- Chen H, Ban T, Ishida M, Nakahara T. 2006. Effect of water temperature on the adhesion between rail and wheel. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, **220**: 571-579.

- Chen H, Ishida M, Nakahara T. 2005. Analysis of adhesion under wet conditions for three-dimensional contact considering surface roughness. *Wear*, **258**: 1209-1216.
- Cheng Y C, Lee S Y, Chen H H. 2009. Modeling and nonlinear hunting stability analysis of high-speed railway vehicle moving on curved tracks. *Journal of Sound and Vibration*, **324**: 139-160.
- Cheng Y C, Hsu C T. 2012. Hunting stability and derailment analysis of a car model of a railway vehicle system. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, **226**: 187-202.
- Cheng Y C. 2012. Hunting stability analysis of a railway vehicle system using a novel non-linear creep model. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, **226**: 612-629.
- Chiu T, Squire L. 1992. An experimental study of the flow over a train in a crosswind at large yaw angles up to 90. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, **45**: 47-74.
- Chiu T. 1995. Prediction of the aerodynamic loads on a railway train in a cross-wind at large yaw angles using an integrated two-and three-dimensional source/vortex panel method. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, **57**: 19-39.
- Chu K H, Dhar C L, Garg V K. 1979. Railway-bridge impact: Simplified train and bridge model. *Journal of the Structural Division*, **105**: 1823-1844.
- Chu K H, Garg V, Wiriyachai A. 1980. Dynamic interaction of railway train and bridges. *Vehicle System Dynamics*, **9**: 207-236.
- Claus H, Schiehlen W. 1998. Modeling and simulation of railway bogie structural vibrations. *Vehicle System Dynamics*, **29**: 538-552.
- Clayton P, Su X. 1996. Surface initiated fatigue of pearlitic and bainitic steels under water lubricated rolling/sliding contact. *Wear*, **200**: 63-73.
- Collina A, Bruni S. 2002. Numerical simulation of pantograph-overhead equipment interaction. *Vehicle System Dynamics*, **38**: 261-291.
- Collina A, Conte A L, Carnevale M. 2009. On the effect of collector deformable modes in pantograph-catenary dynamic interaction. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, **223**: 1-14.
- Collina A, Melzi S. 2006. Effect of contact strip- contact wire interaction on current transfer at high sliding speed in the mid-high frequency range In: Proceedings of 5th International Conference on Tribology, Parma: AITC-AIT Committee, 20-22.
- Collina. Bruni. Numerical simulation of pantograph-overhead equipment interaction. *Vehicle System Dynamics*, **38**: 261-291.
- Conle F A, Chu C C. Fatigue analysis and the local stress-strain approach in complex vehicular structures. *Int J Fatigue*, **19**: 317-323.
- Copley J. 1987. The three-dimensional flow around railway trains. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, **26**: 21-52.
- Cui D, Huang Z, Jin X, Shen P. 2012. In: Proceedings of the 1st International Workshop on High-Speed and Intercity Railways, Springer. 225-241.
- Cui D, Li L, Jin X, Xiao X, Ding J. 2012. Influence of vehicle parameters on critical hunting speed based on Ruzicka model. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, **25**: 536-542.
- Cui D, Wang H, Li L, Jin X. 2013. Optimal design of wheel profile for high-speed train. *Proceedings of the*



- Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, **227**: 0954409713509979.
- Curle N. 1955. The influence of solid boundaries on aerodynamic sound. *Proceedings of the Royal Society of London. Series A. Mathematical and Physical Sciences*, **231A**: 505-514.
- Damme S, Nackenhorst U, Wetzel A, Zastrau B W. 2003. On the numerical analysis of the wheel-rail system in rolling contact. In: System dynamics and long-term behaviour of railway vehicles, track and subgrade, Springer, 155-174.
- De Rus G, Nash C. 2007a. In what circumstances is investment in HR worthwhile? In: 4th Annual Conference on Railroad Industry. Madrid.
- De Rus G, Nombela G. 2007b. Is investment in high speed rail socially profitable? *Journal of Transport Economics and Policy*, **41**: 3-23.
- Deakin E. 2010. Environmental and other co-benefits of developing a high speed rail system in California: A prospective vision 2010-2050 symposium.
- DeLorenzo M. 1997. Nucars modeling of a freight locomotive with steerable trucks. [Dissertation] Virginia: Virginia Polytechnic Institute and State University.
- Di Gialleonardo E, Braghin F, Bruni S. 2012. The influence of track modelling options on the simulation of rail vehicle dynamics. *Journal of Sound and Vibration*, **331**: 4246-4258.
- Diana G, Cheli F, Collina A, Corradi R, Melzi S. 2002. The development of a numerical model for railway vehicles comfort assessment through comparison with experimental measurements. *Vehicle System Dynamics*, **38**: 165-183.
- Diana G, Bruni S, Collina A, Fossati F, Resta F. 1998. High speed railways: Pantograph and overhead lines modelling and simulation. In: Proceedings of the International Conference on Computer Aided Design. Manufacture and Operation in The Railway and Other Advanced Mass Transit Systems, 847-856.
- Diedrichs B, Berg M, Krajnovic S. 2004. Large eddy simulations of the flow around high-speed trains cruising inside tunnels. In: Neittaanmäki, P. Rossi, T. Korotov, S. Oñate, E. Périaux, J. Knörzer D. eds. European Congress on Computational Methods in Applied Sciences and Engineering, ECCOMAS 2004.
- Diedrichs B. 2003. On computational fluid dynamics modelling of crosswind effects for high-speed rolling stock. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, **217**: 203-226.
- Diedrichs B. 2005. Computational methods for crosswind stability of railway trains. Report, Dept. of Mechanical Engineering, Division of Railway Technology, Royal Institute of Technology, Stockholm, SWEDEN.
- Dietz S, Netter H, Sachau D. 1998. Fatigue life prediction of a railway bogie under dynamic loads through simulation. *Vehicle System Dynamics*, **29**: 385-402.
- Dong H, Zeng J, Xie J, Jia L. 2013. Bifurcation/instability forms of high speed railway vehicles. *Science China Technological Sciences*, 1-12.
- Dukkipati R V, Narayanaswamy S, Osman M O. 2002. Curving analysis of modified designs of passenger railway vehicle trucks. *JSME International Journal Series C*, **45**: 159-167.
- Dukkipati R V, Narayana Swamy S. 2001a. Lateral stability and steady state curving performance of unconventional rail trucks. *Mechanism and Machine Theory*, **36**: 577-587.
- Dukkipati R V, Narayana Swamy S. 2001b. Non-linear steady-state curving analysis of some unconventional rail trucks. *Mechanism and machine theory*, **36**: 507-521.
- Durali M, Bahabadi M M J. 2004. Investigation of train dynamics in passing through curves using a full

- model. In: Proceedings of the 2004 ASME/IEEE Joint. IEEE.
- Eichberger A, Hofmann G. 2007. TMPT: Multi-body package SIMPACK. *Vehicle System Dynamics*, **45**: 207-216.
- EN 13261: 2003. Railway Applications-Wheelsets and Bogies-Axles-Product Requirements.
- EN 13262: 2004. Railway Applications-Wheelsets and Bogies-Wheels-Product requirements.
- EN12663: 2000. Railway Applications-Structural Requirements of Vehicle Bodies.
- Eom B G, Kang B B, Lee H S. 2013. A study on running stability assessment methods for 1/5 small scaled bogie of saemaul using small-scaled derailment simulator. *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*, **14**: 589-598.
- Epaarachchi J A, Clausen P D. 2006. The development of a fatigue loading spectrum for small wind turbine blades. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, **94**: 207-223.
- Ergenzinger C, Seifried R, Eberhard P. 2012. A discrete element approach to model breakable railway ballast. *Journal of Computational and Nonlinear Dynamics*, **7**: 041010.
- Escalona J L, Sugiyama H, Shabana A A. 2013. Modelling of structural flexibility in multibody railroad vehicle systems. *Vehicle System Dynamics*, **51**: 1027-1058.
- Farassat F, Casper J H. 2006. Towards an airframe noise prediction methodology: Survey of current approaches. *AIAA Paper*, **210**: 2006.
- Farassat F, Myers M K. 1988. Extension of Kirchhoff's formula to radiation from moving surfaces. *Journal of Sound and Vibration*, **123**: 451-460.
- Farassat F. 1981. Linear acoustic formulas for calculation of rotating blades noise. *AIAA Journal*, **19**: 1122-1130.
- Fayos J, Baeza L, Denia F, Tarancón J. 2007. An Eulerian coordinate-based method for analysing the structural vibrations of a solid of revolution rotating about its main axis. *Journal of Sound and Vibration*, **306**: 618-635.
- Fehr J, Eberhard P. 2010. Error-controlled model reduction in flexible multibody dynamics. *Journal of Computational and Nonlinear Dynamics*, **5**: 031005.
- Ffowcs W J E, Hawkings D L. 1969. Sound generated by turbulence and surface in arbitrary motion. *Philosophical Transactions of the Royal Society*, **264**: 321-342.
- Firat M, Kocabicak U. Analytical durability modeling and evaluation-complementary techniques for physical testing of automotive components. *Engineering Failure Analysis*, **11**: 655-674.
- Foo E, Goodall R. 2000. Active suspension control of flexible-bodied railway vehicles using electro-hydraulic and electro-magnetic actuators. *Control Engineering Practice*, **8**: 507-518.
- Francescantonia P. 1997. A new boundary integral formulation for the prediction of round radiation. *Journal of Sound and Vibration*, **202**: 491-509.
- Froment O, Idelsohn S, Oñate E, Aubry D, Castel L. 1998. Analysis of the Stability of Nonlinear Railways Dynamics.
- Fujii Y, Manabe K. 1992. Computer simulation for dynamics of overhead catenary-pantograph system. In: Proceedings of the International Conference on Computer Aided Design. Manufacture and Operation in the Railway and other Advanced Mass Transit Systems. 2. Technology. 51.
- Fujimoto H, Miyamoto M, Shimamoto Y. 1995. Lateral vibration of a shinkansen and its decreasing measure. *RTRI Report*, **9**: 19-24.

- Fukuda T, Iida M, Murata K. 2001. Distortion of compression wave propagating through slab track tunnel with side branches. *Quarterly Report of RTRI*, **42**: 71-76.
- Fukuda T, Iida M, Murata K. 2000. Pressure waves generated when a train passes by a side branch constructed in tunnel. *Nippon Kikai Gakkai Ryutai Kogaku Bumon Koenkai Koen Ronbunshu*, **2000**: 37-40.
- Galatsis A G, Bender E K. 1976. Wheel-rail noise—Part V: Measurement of wheel and rail roughness. *Journal of Sound and Vibration*, **46**: 437-451.
- Gallardo-Hernandez E, Lewis R. 2008. Twin disc assessment of wheel/rail adhesion. *Wear*, **265**: 1309-1316.
- Galvín P, Domínguez J. 2007. Analysis of ground motion due to moving surface loads induced by high-speed trains. *Engineering Analysis with Boundary Elements*, **31**: 931-941.
- Garg V. 1984. Dynamics of railway vehicle systems. Access Online via Elsevier.
- Gasch R, Kik W, Moelle D. 1981. Non-linear bogie hunting. *Vehicle System Dynamics*, **10**: 145-148.
- Gasch R, Moelle D, Knothe K. 1983. The effect of nonlinearities on the limit cycles of railway vehicles. *Vehicle System Dynamics*, **12**: 64-67.
- Gawthorpe R. 1978. Aerodynamics of trains in the open air. *Railway Engineer International*, **3**: 7-12.
- Gawthorpe R. 1991. Pressure comfort criteria for rail tunnel operations. In: Haerter A ed. *Aerodynamics and Ventilation of Vehicle Tunnels*, England: Elsevier, 173-188.
- Goldstein M. 1974. Unified approach to aerodynamic sound generation in the presence of sound boundaries. *The Journal of the Acoustical Society of America*, **56**: 497-509.
- Graft T J, Iacovides H, Yoon J H. 1999. Progress in the use of non-linear two-equation models in the computation of convective heat-transfer in impinging and separated flows. *Flow, Turbulence and combustion*, **63**: 59-80.
- Gray R, Levy S, Bain J, Leclerc E. 1968. Effect of design changes in railway catenary-pantograph systems on power collection at high speed. *Journal of Engineering for Industry*, **90**: 680.
- Gregoire R, Rety J M, Moriniere V, Bellenoue M, Kageyama T. 1997. Experimental study (scale 1/70th) and numerical simulations of the generation of pressure waves and micro-pressure waves due to high-speed train-tunnel entry. In: Gillard J R ed. *Proceedings of the 9th International Conference on Aerodynamics and Ventilation of Vehicle Tunnels*: 877-902.
- Grosche F R, Stiewitt H. 1980. Investigation of noise control techniques for high speed trains. In: *Proceedings of 10th International Congress on Acoustics. Volume 3: Contributed Papers Continued*, Sydney.
- Grubisic V. 1994. Determination of load spectra for design and testing. *International Journal of Vehicle Design*, **15**: 8-26.
- Guo D L, Yao Y, Yao S B, Yang G W. 2014. The influence of the fairing shape and cross winds on the aerodynamic characteristics of pantograph. In: *Pro. of the Second Int. Conf. on Railway Technology: Research, Development and Maintenance*, 11.
- Hammitt A. 1973. *The Aerodynamics of High Speed Ground Transportation*, North Hollywood, California.
- Hamper M B, Recuero A M, Escalona J L, Shabana A A. 2012. Use of finite element and finite segment methods in modeling rail flexibility: A comparative study. *Journal of Computational and Nonlinear Dynamics*, **7**: 041007.
- Hannebrink D, Lee H, Weinstock H, Hedrick J. 1977. Influence of axle load, track gage, and wheel profile on rail-vehicle hunting. *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, **99**: 186-195.
- Hanson C E. 1993. Aeroacoustic sources of high-speed maglev trains, In: Hubbard H. *Noise-Con 93 Pro-*

- ceedings - 1993 National Conference on Noise Control Engineering: Noise Control in Aeroacoustics H. Ed. 187-192.
- Hansson J, Takano M, Takigami T, Tomioka T, Suzuki Y. 2004. Vibration suppression of railway car body with piezoelectric elements (A study by using a scale model). *JSME International Journal Series C*, **47**: 451-456.
- Hawkings D L. 1979. Noise generation by transonic open rotors. Westland Research Paper, 599.
- Hayasaka T. 2004. Effect of reduced reflective wave propagation on overhead contact line in overlap section. QR of RTRI, **45**: 68-73.
- He Y, McPhee J. 2002. Optimization of the lateral stability of rail vehicles. *Vehicle System Dynamics*, **38**: 361-390.
- Hemida H, Krajinovic S. 2009. Exploring flow structures around a simplified ICE2 train subjected to a 30 degree side wind using LES. *Journal of Engineering Applications of Computational Fluid Dynamics*, **3**: 28-41.
- Hemida H. 2006. Large-eddy simulation of the flow around simplified high-speed trains under side wind conditions. Thesis for Licentiate of Engineering. No 2006: 06, ISSN 1652-8565, 200.
- Hermanns L, Giménez J, Alarcón E. 2005. Efficient computation of the pressures developed during high-speed train passing events. *Computers & Structures*, **83**: 793-803.
- Hewitt R L, Weiss J P. 2003. Spectrum editing for a full-scale fatigue test of a fighter aircraft wing with buffet loading. *ASTM Special Technical Publication*, No1439: 113-126.
- Hirotsu T, Terada K, Hiraishi M, Yui S. 1991a. Simulation of hunting of rail vehicles: The case using a compound circular wheel profile. *JSME International Journal. Ser. 3, Vibration, Control Engineering, Engineering for Industry*. **34**: 396-403.
- Hirotsu T, Terada K, Hiraishi M, Yui S. 1991b. Simulation of Hunting of Rail Vehicles: The Case using a Compound Circular Wheel Profile. *JSME International Journal. Ser. 3, Vibration, Control Engineering, Engineering for Industry*, **3**: 396-403.
- Hobbacher A F. 2007. The new IIW fatigue design recommendations—Newly revised and expanded. *Welding in the World*, **51**: 243-254.
- Holmes B S, Dias J B, Jaroux B A, Sassa T, Ban Y. 1997. Predicting the wind noise from the pantograph cover of a train. *International Journal for Numerical Methods in Fluids*, **24**: 1307-1319.
- Hong C H, Qiao S Y, Wu M. 2006. Simulating study of dynamic load spectra identification method of machinery in cepstrum domain. *Journal of China University of Mining and Technology*, **16**: 22-24.
- Hoppmann U, Koenig S, Tielkes T, Matschke G. 2002. A short-term strong wind prediction model for railway application: Design and verification. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, **90**: 1127-1134.
- Howe M, Iida M, Maeda T, Sakuma Y. 2006. Rapid calculation of the compression wave generated by a train entering a tunnel with a vented hood. *Journal of Sound and Vibration*, **297**: 267-292.
- Hsu C W, Lee Y, Liao C H. 2010. Competition between high-speed and conventional rail systems: A game theoretical approach. *Expert Systems with Applications*, **37**: 3162-3170.
- Huang C, Zeng J, Liang S. 2013. Carbody hunting investigation of a high speed passenger car. *Journal of Mechanical Science and Technology*, **27**: 2283-2292.
- Hwang J, Yoon T S, Lee D H, Lee S G. 2001. Numerical study of unsteady flowfield around high speed trains passing by each other. *JSME International Journal Series B*, **44**: 451-464.

- Iida M, Maeda T. 1990. Numerical calculation of pressure transients in railway tunnels. *RTRI Report*, **4**: 54-62.
- Iida M, Matsumura T, Nakatani K, Fukuda T, Maeda T. 1996. Optimum nose shape for reducing tunnel sonic boom, Institution of Mechanical Engineers Paper C514/015/96.
- Ikedo M, Takaishi T. 2004. Perforated pantograph horn aeolian tone suppression mechanism. *QR of RTRI*, **45**: 168-174.
- Ikedo M, Yoshida K, Suzuki M. 2008. A flow control technique utilizing air blowing to modify the aerodynamic characteristics of pantograph for high-speed train. *Journal of Mechanical Systems for Transportation and Logistics*, **1**: 264-271.
- Ishihara T, Utsunomiya M, Okumura M, Sakuma Y, Shimomura T. 1997. An investigation of lateral vibration caused by aerodynamic continuous force on high-speed train running within tunnels. In: Proceedings of World Congress on Railway Research E, 531-538.
- Iwnicki S. 2006. Handbook of Railway Vehicle Dynamics. Florida: CRC Press.
- Jaiswal J, Blair S, Stevens A, Kay T, Iwnicki S D, Bezin Y. 2002. A systems approach to evaluating rail life. *Railway Engineering*, 2002. 3-4.
- Jensen C N, True H. 1997. On a new route to chaos in railway dynamics. *Nonlinear Dynamics*, **13**: 117-129.
- Jernej K, Matija F. 2008. Improved modelling of the loading spectra using a mixture model approach. *International Journal of Fatigue*, **30**: 1298-1313.
- Jin X S, Wang Z F. 2001. Analysis of creep forces of wheel/rail. *Chinese Journal of Mechanical Engineering (English Edition)*, **14**: 67-73.
- Jin X, Wen Z, Wang K. 2005. Effect of track irregularities on initiation and evolution of rail corrugation. *Journal of Sound and Vibration*, **285**: 121-148.
- Jin X, Wen Z, Zhang W, Shen Z. 2005. Numerical simulation of rail corrugation on a curved track. *Computers & Structures*, **83**: 2052-2065.
- Jin X, Wen Z. 2007. Rail corrugation formation studied with a full-scale test facility and numerical analysis. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, **221**: 675-698.
- Jin X, Xiao X, Wen Z, Zhou Z. 2008. Effect of sleeper pitch on rail corrugation at a tangent track in vehicle hunting. *Wear*, **265**: 1163-1175.
- Jin X, Zhang J. 2001. A complementary principle of elastic bodies of arbitrary geometry in rolling contact. *Computers & Structures*, **79**: 2635-2644.
- Jin X, Zhang W, Zeng J, Zhou Z, Liu Q, Wen Z. 2004. Adhesion experiment on a wheel/rail system and its numerical analysis. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, **218**: 293-304.
- Jin X, Zhang W. 1996. Analysis of creepages and their sensitivities for a single wheelset moving on a tangent track. *Journal of Southwest Jiaotong University*, **20**: 128-136.
- Jin X S, Wen Z F. 2001. Analysis of creep forces of wheel/rail. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, **14**: 67-73.
- Jin X S, Wu P B, Wen Z F. 2002. Effects of structure elastic deformations of wheelset and track on creep forces of wheel/rail in rolling contact. *Wear*, **253**: 247-256.
- JIS E 4207-2004. Truck Frames for Railway Rolling Stock—General Rules for Design.
- JIS E 4208-1988. Test Method of the Static for Truck Frames and Truck Bolsters of Railway Rolling Stock.

- Johnson K. 1958. The effect of spin upon the rolling motion of an elastic sphere on a plane. *Journal of Applied Mechanics*, **25**: 332-338.
- Johnson K. 1970. Regimes of elasto-hydrodynamic lubrication. *Journal of Mechanical Engineering Science*, **12**: 9-16.
- Jorritsma P. 2009. Substitution opportunities of high speed train for air transport. *Airlines Magazine*, 16: 1-4.
- Joseph A S. 2001. Aerodynamics of high-speed trains. *Annual Review of Fluid Mechanics*, **33**: 371-414.
- JSSC. Fatigue Design Recommendations for Steel Structures.
- Kaiser I, Popp K. 2003. Modeling and simulation of the mid-frequency behaviour of an elastic bogie, In: *System Dynamics and Long-term Behaviour of Railway Vehicles, Track and Subgrade*, Springer.
- Kaiser I, Popp K. 2006. Interaction of elastic wheelsets and elastic rails: Modelling and simulation. *Vehicle System Dynamics*, **44**: 932-939.
- Kaiser I. 2012. Comparison of methods analyzing bifurcation and hunting of complex rail vehicle models. *Journal of Computational and Nonlinear Dynamics* October, **7**: 041005-1.
- Kalker J. 1964. The transmission of force and couple between two elastically similar rolling spheres. *Proc. Kon. Ned. Akad. van Wetenschappen B*, **67**: 135.
- Kalker J. 1973. Simplified theory of rolling contact. *Delft Progress Rep*, **1**: 1-10.
- Kalker J. 1982. A fast algorithm for the simplified theory of rolling contact. *Vehicle System Dynamics*, **11**: 1-13.
- Kalker J. 1988. Contact mechanical algorithms. *Communications in Applied Numerical Methods*, **4**: 25-32.
- Kalker J J. 1967. On the rolling contact of two elastic bodies in the presence of dry friction. The Netherlands: Delft University Delft.
- Kalker J J. 1990. Three-Dimensional Elastic Bodies in Rolling Contact. New York: Springer.
- Karim H A A, Rasheed A K. 2010. Investigation to improve hunting stability of railway carriage using semi-active longitudinal primary stiffness suspension. *Journal of Mechanical Engineering Research*, **2**: 97-105.
- Khier W, Breuer M, Durst F. 2000. Flow structure around trains under side wind conditions: A numerical study. *Computers & Fluids*, **29**: 179-195.
- Kikuchi K, Uchida K, Nakatani K, Yoshida Y, Maeda T, Yanagizawa M. 1996. Numerical analysis of pressure variation due to train passage using the boundary element method. Railway Technical Research Institute, Quarterly Reports.
- Kim H D. 1997. Aerodynamic analysis of a train running in a tunnel (1). *Korean Soc Mech. Eng (KSME)*, **21**: 63-72.
- Kim P, Jung J, Seok J. 2011. A parametric dynamic study on hunting stability of full dual-bogie railway vehicle. *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*, **12**: 505-519.
- Kim P, Seok J. 2010. Bifurcation analysis on the hunting behavior of a dual-bogie railway vehicle using the method of multiple scales. *Journal of Sound and Vibration*, **329**: 4017-4039.
- Kim S H, Moon Y O, Seok J H, Kim K L, Kim C D, Yoo H S. 2008. A study on tunnel cross-section design with particular consideration of aerodynamic characteristics for the Honam HSR. In: *Underground Facilities for Better Environment and Safety*, World Tunnel Congress, India.
- Kim Y, Kwon H, Kim S, Kim C, Kim T. 2003. Correlation of ride comfort evaluation methods for railway vehicles. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part F: Journal of Rail and Rapid*

- Transit*, **217**: 73-88.
- King III W F, Bechert D. 1979a. Aerodynamic noise generated by high-speed trains. *Noise control Engineering*, **13**: 13-23.
- King III W F, Bechert D. 1979b. On the sources of wayside noise generated by high-speed trains. *Journal of Sound and Vibration*, **66**: 311-332.
- King III W F. 1977. On the role of aerodynamically generated sound in determining wayside noise-levels from high-speed trains. *Journal of Sound and Vibration*, **54**: 361-378.
- King III W F. 1978. On measurements of aerodynamic noise generated by a high-speed electric train. *Physics Letters A*, **69**: 297-300.
- Kitagawa T, Nagakura K. 2000. Aerodynamic noise generated by shinkansen cars. *Journal of Sound and Vibration*, **231**: 913-924.
- Knothe K, Böhm F. 1999. History of stability of railway and road vehicles. *Vehicle System Dynamics*, **31**: 283-323.
- Knudsen C, Feldberg R, True H. 1992. Bifurcations and chaos in a model of a rolling railway wheelset. *Philosophical Transactions of the Royal Society of London. Series A: Physical and Engineering Sciences*, **338**: 455-469.
- Knudsen C, Slivsgaard E, Rose M, True H, Feldberg R. 1994. Dynamics of a model of a railway wheelset. *Nonlinear Dynamics*, **6**: 215-236.
- Kobayashi M, Suzuki Y, Akutsu K. 1990. Alleviating ear pains by controlling air pressure in ventilating system of Shinkansen car. *RTRI JNR*, **4**: .
- Komatsu N, Yamada F. 1999. The reduction of the train draft pressure in passing by each other. In: Proc. World Congress Railway Res, Tokyo: Railr Tech Res. Inst.
- Konig A, Resch U. 1995. Numerical simulation of the pantograph/catenary system. *Eisenbahningenieur. Mar*, **46**: 162.
- Kozek M, Benatzky C, Schirrer A, Stribersky A. 2011. Vibration damping of a flexible car body structure using piezo-stack actuators. *Control Engineering Practice*, **19**: 298-310.
- Lars D, Tobias L, Annika S. 1999. Modeling and simulation of catenary-pantograph interaction. *Vehicle System Dynamics Supplement*, **33**: 490-501.
- Le D. 2003. Large commercial aircraft loading spectra: Overview and state of the art. *ASTM Special Technical Publication*, **1439**: 127-139.
- Lee H H. 1999. Assessment of potential aerodynamic effects on personnel and equipment in proximity to high-speed train operations (final report), RR993/R9021, DOT-VNTSC-FRA-98-3.
- Lee J, Kim J. 2008. Approximate optimization of high-speed train nose shape for reducing micropressure wave. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, **35**: 79-87.
- Lee S Y, Cheng Y C. 2005a. Hunting stability analysis of high-speed railway vehicle trucks on tangent tracks. *Journal of Sound and Vibration*, **282**: 881-898.
- Lee S Y, Cheng Y C. 2005b. Nonlinear analysis on hunting stability for high-speed railway vehicle trucks on curved tracks. *Journal of Vibration and Acoustics*, **127**: 324-332.
- Lee S Y, Cheng Y C. 2006. Influences of the vertical and the roll motions of frames on the hunting stability of trucks moving on curved tracks. *Journal of Sound and Vibration*, **294**: 441-453.
- Lee S Y, Cheng Y C. 2008. A new dynamic model of high-speed railway vehicle moving on curved tracks. *Journal of Vibration and Acoustics*, **130**: 11009.

- Lee Y L. 2005. Fatigue Testing and Analysis. New York: Elsevier Butterworth Heinemann, 30-40.
- Lei X, Noda N A. 2002. Analyses of dynamic response of vehicle and track coupling system with random irregularity of track vertical profile. *Journal of Sound and Vibration*, **258**: 147-165.
- Lei X, Zhang B. 2010. Influence of track stiffness distribution on vehicle and track interactions in track transition. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, **224**: 592-604.
- Levinson DM. 2012. Accessibility impacts of high-speed rail. *Journal of Transport Geography*, **22**: 288-291.
- Lewis R, Gallardo-Hernandez E, Hilton T, Armitage T. 2009. Effect of oil and water mixtures on adhesion in the wheel/rail contact. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, **223**: 275-283.
- Li R P, Zhou N, Mei G M, et al. 2013. Investigation of the effect of a high-speed train passing through a tunnel on pantograph aerodynamics and pantograph-catenary dynamic interaction. In: International Symposium on Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks 2013, Qingdao, China.
- Li Z, Arias-Cuevas O, Lewis R, Gallardo-Hernandez E. 2009. Rolling-sliding laboratory tests of friction modifiers in leaf contaminated wheel-rail contacts. *Tribology Letters*, **33**: 97-109.
- Lighthill M J. 1952. On sound generated aerodynamically. I. General theory. *Proceedings of the Royal Society of London. Series A. Mathematical and Physical Sciences*, **211A**: 564-587.
- Lighthill M J. 1954. On Sound Generated Aerodynamically, II: Turbulence as a source of sound. *Proceedings of the Royal Society of London. Series A. Mathematical and Physical Sciences*, **222A**: 1-32.
- Lim W, McDowell G. 2005. Discrete element modelling of railway ballast. *Granular Matter*, **7**: 19-29.
- Ling F F, Klaus E E, Fein R. 1969. Boundary Lubrication. An Appraisal of World Literature.
- Link M. 1981. Zur Berechnung von fahrleitungserschwingungen mit Hilfe frequenzabhängiger finiter Elemente. *Ingenieur. Archiv* : 45-60.
- Lohe M, Hullgol R. 1982. Flange force effects on the motion of a train wheelset. *Vehicle System Dynamics*, **11**: 283-303.
- Maeda T, Matsumura T, Iida M, Nakatani K, Uchida K. 1993. Effect of shape of train nose on compression wave generated by train entering tunnel. In: Iguchi M, ed. Proc. of the International Conference on Speedup Technology for Railway and Maglev Vehicles, 315-319.
- Maeda T. 2002. Micropressure waves radiating from a Shinkansen tunnel portal. In: Krylov VV, Telford T, eds. Noise and Vibration from High Speed Trains, Chapter 7.
- Maeda T. 2006. Japanese Shinkansen noise: Development of noise reduction technology. Presented at Inter-Noise 2006, 3-6 December, Honolulu, Hawaii.
- Manabe K, Morikawa T, Hikita M. 1986. On dynamics of overhead equipment and multi-pantograph system. *Quarterly Reports of RTRI*, **27**: 21-25.
- Martínez A, Vega E, Gaite J, Meseguer J. 2008. Pressure measurements on real high-speed trains travelling through tunnels. In: BBAA VI International Colloquium on Bluff Bodies Aerodynamics & Applications, Milano, Italy.
- Marty P, Coulmy G, Luu T S. 1978. Experimental study on aerodynamics of trains traveling at high speeds. Report Number: AAAF-NT-78-21.
- Massat J, Laine J, Bobillot A. 2006. Pantograph-catenary dynamics simulation. *Vehicle System Dynamics*, **44**: 551-559.
- Masson E, Paradot N, Allain E. 2012. The numerical prediction of the aerodynamic noise of the TGV POS



- high-speed train power car. In: Noise and Vibration Mitigation for Rail Transportation Systems. Japan, Springer, 437-444.
- Matsumoto M, Maeda T. 1996. Train/vehicles wind-induced hazard and its mitigation. In: Proceedings of the Conference on Natural Disaster Reduction, ASCE.
- Matsuo K, Aoki T, Mashimo S, Nakatsu E. 1997. Entry compression wave generated by a high-speed train entering a tunnel. In: Gillard J R ed. Proceedings of the 9th International Conference on Aerodynamics and Ventilation of Vehicle Tunnels, Aosta Valley, 925-934.
- Mei Y G. 2013. A generalized numerical simulation method for pressure waves generated by high-speed trains passing through tunnels. *Advances in Structural Engineering*, **16**: 1427-1436.
- Meijaard J, De Pater A. 1989. Railway vehicle systems dynamics and chaotic vibrations. *International Journal of Non-Linear Mechanics*, **24**: 1-17.
- Meinders T. 1998. Modeling of a railway wheelset as a rotating elastic multibody system. *Machine Dynamics Problems*, **20**: 209-219.
- Meinders T. 1998. Modeling of a railway wheelset as a rotating elastic multibody system. *Machine Dynamics Problems*, **20**: 209-219.
- Metrikine A V, Bosch A L. 2006. Dynamic response of a two-level catenary to a moving load. *Journal of Sound and Vibration*, **292**: 676-693.
- Meywerk M. 1999. Polygonalization of railway wheels. *Archive of Applied Mechanics*, **69**: 105-120.
- Mirosław R. Determination and extrapolation of the glider load spectra. *Aircraft Engineering and Aerospace Technology*, **80**: 487-496.
- Morris R. 1964. The application of an analogue computer to a problem of pantograph and overhead line dynamics'. *Proc. Instn. Mech. Engrs*, **179**: 782-808.
- Murray P, Howe M. 2010. Influence of hood geometry on the compression wave generated by a high-speed train. *Journal of Sound and Vibration*, **329**: 2915-2927.
- Nackenhörst U. 1992. Zur Berechnung schnell rollender Reifen mit der Finite-Element-Methode. Inst. für Mechanik.
- Nackenhörst U. 1993. On the finite element analysis of steady state rolling contact. Contact Mechanics-Computational Techniques. Southampton, Boston: Computational Mechanics Publication, 53.
- Nagasaka S, Aboshi M. 2004. Measurement and estimation of contact wire unevenness. *QR of RTRI*, **45**: 86-91.
- Nagase K. 1989. A study of adhesion between the rails and running wheels on main lines: Results of investigations by slipping adhesion test bogie. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, **203**: 33-43.
- Neppert H, Sanderson R. 1977. Aerodynamics of high-speed trains based on a comparison of results from model tests, full-scale measurements and theoretical studies. *Glaser's Annalen ZEV*, 101.
- Nielsen J C, Johansson A. 2000. Out-of-round railway wheels-a literature survey. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, **214**: 79-91.
- Noger C, Patrat J C, Peube J, Peube J L. 2000. Aeroacoustical study of the tgv pantograph recess. *Journal of Sound and Vibration*. **231**: 563-575.
- Nolte R, Wurtenberger F. 2003. Event evaluation of energy efficiency technologies for rolling stock and train operation of railways. Final Report. International Union of Railways. Deutsche Bahn AG, Berlin.
- O'Connor D. 1984. Modeling and simulation of pantograph-catenary systems. Cambridge, Massachusetts

- Institute of Technology.
- Oden J, Lin T. 1986. On the general rolling contact problem for finite deformations of a viscoelastic cylinder. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, **57**: 297-367.
- Ogawa T, Fujii K. 1994. Aerodynamics on train/tunnel systems, *JSME*: 940-970.
- Ogawa T, Fujii K. 1994. Numerical simulation of compressible flows induced by a train moving into a tunnel. *J. Comp. Fluids Dynamics*, **3**: 63-82.
- Ogilvy J. 1991. Numerical simulation of friction between contacting rough surfaces. *Journal of Physics D: Applied Physics*, **24**: 2098.
- Ohyama T, Maruyama H. 1982. In: Proceedings of the 1st International Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems, 395-418.
- Ohyama T. 1991. Tribological studies on adhesion phenomena between wheel and rail at high speeds. *Wear*, **144**: 263-275.
- Olofsson U, Sundvall K. 2004. Influence of leaf, humidity and applied lubrication on friction in the wheel-rail contact: Pin-on-disc experiments. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, **218**: 235-242.
- Orellano A, Schober M. 2006. Aerodynamic performance of a typical high-speed train. In: Proceedings of the 4th WSEAS International Conference on Fluid Mechanics and Aerodynamics, 18-25.
- Orellano A, Sperling S. 2009. Aerodynamic improvements and associated energy demand reduction of trains. In: Browand et al. eds. *The Aerodynamics of Heavy Vehicles II: Trucks, Buses, and Trains*, 219-231.
- Ozawa S, Maeda T, Matsumura T, Uchida K, Kajiyama H, Tanemoto K. 1991. Countermeasures to reduce micro-pressure waves radiating from exits of Shinkansen tunnels. In: Haerter A, ed. *Aerodynamics and Ventilation of Vehicle Tunnels*: 253-266.
- Ozawa S, Uchida T, Maeda T. 1978. Reduction of micro-pressure wave radiated from tunnel exit by hood at tunnel entrance. *Quarterly Report of RTRI*, **19**: 77-83.
- Padovan J. 1987. Finite element analysis of steady and transiently moving/rolling nonlinear viscoelastic structure—I. Theory. *Computers & Structures*, **27**: 249-257.
- Palma E S. 2002. Fatigue damage analysis in an automobile stabilizer bar. *Proc Instn Mech Engers-Part D: J Automobile Engineering*, **21**: 865-871.
- Peters J. 2000. Tunnel optimized train nose shape. Presented at the 10th International Symposium on Aerodynamics and Ventilation of Vehicle Tunnels, Boston, USA.
- Peters S. 1973. Prediction of rail-wheel noise from high speed trains. *Acta Acustica United with Acustica*, **28**: 318-321.
- Petri K, Wallaschek J. 1996. Analytical models for the dynamics of catenary-pantograph systems. *Applied Mathematics and Mechanics*, **76**: 381.
- Pfizenmaier E, King III W F. 1984. On the relative importance of aerodynamic and wheel rail noise sources generated by high-speed trains. *Noise Control Engineering Journal*, **23**: 101.
- Poetsch G, Evans J, Meisinger R, Kortüm W, Baldauf W, Veitl A, Wallaschek J. 1997. Pantograph/catenary dynamics and control. *Vehicle System Dynamics*, **28**: 159-195.
- Poetsch G, Wallaschek J. 1995. Proceedings of the International Symposium on Cable Dynamics, 565-572.
- Poetsch G W, Thorsten S. 2001. Simulation der wechselwirkung zwischen stromabnehmer und oberleitung. *ElektrischeBahnen*, **99**: 386-392.

- Polach O. 2010a Application of nonlinear stability analysis in railway vehicle industry. In: Non-smooth Problems in Vehicle Systems Dynamics, Springer.
- Polach O, Vetter A. 2004. Year Methods for running stability prediction and their sensitivity to wheel/rail contact geometry. In: Paper on the 6th International Conference on Railway Bogies and Running Gears, Budapest, Hungary.
- Polach O. 2005. Influence of wheel/rail contact geometry on the behaviour of a railway vehicle at stability limit. In: Proceedings of the ENOC-2005, Eindhoven University of Technology, The Netherlands, 7-12.
- Polach O. 2006a. Comparability of the non-linear and linearized stability assessment during railway vehicle design. *Vehicle System Dynamics*, **44**: 129-138.
- Polach O. 2006b. On non-linear methods of bogie stability assessment using computer simulations. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, **220**: 13-27.
- Polach O. 2010b. Characteristic parameters of nonlinear wheel/rail contact geometry. *Vehicle System Dynamics*, **48**: 19-36.
- Popp K, Kruse H, Kaiser I. 1999. Vehicle-track dynamics in the mid-frequency range. *Vehicle System Dynamics*, **31**: 423-464.
- Raghunathan R S, Kim H D, Setoguchi T. 2002. Aerodynamics of high-speed railway train. *Progress in Aerospace Sciences*, **38**: 469-514.
- Reinhold M. 1999. Curving simulation and stability of a creep-controlled wheelset for high speed rail-vehicles. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences*, **21**.
- Remington P J. 1976a. Wheel-rail noise—Part I: Characterization of the wheel/rail dynamic system. *Journal of Sound and Vibration*, **46**: 359-379.
- Remington P J. 1976b. Wheel-rail noise—Part IV: Rolling noise. *Journal of Sound and Vibration*, **46**: 419-436.
- Rudd M J. 1976. Wheel-rail noise—Part II: Wheel squeal. *Journal of Sound and Vibration*, **46**: 381-394.
- Sánchez-Borrás M, Nash C, Abrantes P, López-Pita A. 2010. Rail access charges and the competitiveness of high speed trains. *Transport Policy*, **17**: 102-109.
- Sassa T, Sato T, Yatsui S. 2001. Numerical analysis of aerodynamic noise radiation from a high-speed train surface. *Journal of Sound and Vibration*, **247**: 407-416.
- Sato K, Ikada M, Nakagawa M. 1989. Effects of pressure changes on pain sensation of human ears. *RTRI JNR*, **3**.
- Schandl G, Lugner P, Benatzky C, Kozek M, Stribersky A. 2007. Comfort enhancement by an active vibration reduction system for a flexible railway car body. *Vehicle System Dynamics*, **45**: 835-847.
- Schultz M, Sockel H. 1989. Pressure transients in railway tunnels. In: Schneider W, Troger H, Ziegler F, eds. Trends in applications of mathematics to mechanics, BHRA Fluid Engineering, Harlow, UK, 33-39.
- Schutz D, Klatschke H, Heuler P. 1994. Standardized, multi-axial load sequences for car wheel suspension components—car loading standard-CARLOS multi. Fraunhofer-Institut für Betriebsfestigkeit. Darmstadt. Report No. FB-201, 1994.
- Sciammarella C A, Kumar S, Nailescu L, Seth B. 1979. Similitude law for the creep-adhesion function in dry contact. *Journal of Engineering for Industry*, **101**: 278.
- Scott P R, Rothman M. 1974. Computer evaluation of overhead equipment for electric railroad traction. Industry Applications, IEEE Transactions, 573-580.

- Sedighi H M, Shirazi K H. 2012. Bifurcation analysis in hunting dynamical behavior in a railway bogie: Using novel exact equivalent functions for discontinuous nonlinearities. *Scientia Iranica*.
- Seo J H, Kim S W, Jung I H, Park T W, Mok J Y, Kim Y G, Chai J B. 2006. Dynamic analysis of a pantograph-catenary system using absolute nodal coordinates. *Vehicle System Dynamics*, **44**: 615-630.
- Shabana A A, Berzeri M, Sany J R. 2001. Numerical procedure for the simulation of wheel/rail contact dynamics. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, **123**: 168-178.
- Shabana A A, Zaazaa K E, Escalona J L, Sany J R. 2004. Development of elastic force model for wheel/rail contact problems. *Journal of Sound and Vibration*, **269**: 295-325.
- Shabana A A, Sany J R. 2001a. An augmented formulation for mechanical systems with non-generalized coordinates: Application to rigid body contact problems. *Nonlinear dynamics*, **24**: 183-204.
- Shabana A A, Sany J R. 2001b. A survey of rail vehicle track simulations and flexible multibody dynamics. *Nonlinear dynamics*, **26**: 179-212.
- Shabana A. 2005. *Dynamics of Multibody Systems*, 2005. Cambridge: Cambridge University Press.
- Shan Q, Zhai W M. 1998. A macroelement method for catenary mode analysis. *Computers and Structures*, **69**: 767-772.
- Shen Z, Hedrick J, Elkins J. 1983. A comparison of alternative creep force models for rail vehicle dynamic analysis. *Vehicle System Dynamics*, **12**: 79-83.
- Shen Z, Hedrick J, Elkins J. 1983. A comparison of alternative creep force models for rail vehicle dynamic analysis. *Vehicle System Dynamics*, **12**: 79-83.
- Shevtsov I, Markine V, Esveld C. 2005. Optimal design of wheel profile for railway vehicles. *Wear*, **258**: 1022-1030.
- Smith, K B. 2002. Railcar service spectra generation for full-scale accelerated fatigue testing. *ASTM Special Technical Publication*, **4**: 62-84.
- Song M K, Noh H C, Choi C K. 2003. A new three-dimensional finite element analysis model of high-speed train-bridge interactions. *Engineering Structures*, **25**: 1611-1626.
- Stichel S. 2002. Limit cycle behaviour and chaotic motions of two-axle freight wagons with friction damping. *Multibody System Dynamics*, **8**: 243-255.
- Stiewitt, Horst, Grosche, Friedrich R. 1980. On aerodynamic noise generation by high speed trains. In: *Proceedings of 10th International Congress on Acoustics*. Volume 3: Contributed Papers Continued, Sydney.
- Stribersky A, Moser F, Rulka W. 2002. Structural dynamics and ride comfort of a rail vehicle system. *Advances in Engineering Software*, **33**: 541-552.
- Sugiyama H, Matsumura R, Suda Y, Ezaki H. 2011. Dynamics of independently rotating wheel system in the analysis of multibody railroad vehicles. *Journal of Computational and Nonlinear Dynamics*, **6**: 011007.
- Sun Y Q, Dhanasekar M, Roach D. 2003. A three-dimensional model for the lateral and vertical dynamics of wagon-track systems. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, **217**: 31-45.
- Sun Y Q, Dhanasekar M. 2002. A dynamic model for the vertical interaction of the rail track and wagon system. *International Journal of Solids and Structures*, **39**: 1337-1359.
- Sun Y Q, Simson S. 2007. Nonlinear three-dimensional wagon-track model for the investigation of rail corrugation initiation on curved track. *Vehicle System Dynamics*, **45**: 113-132.

- Sun Z X, Zhang Y Y, Guo D L, Yang G W, Liu Y B. 2014. Research on running stability of CRH3 high speed trains passing by each other. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, **8**: 140-157.
- Sun Z X, Song J J. 2012. An yiran, numerical simulation of aerodynamic noise generated by high speed trains. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, **6**: 173-185.
- Suzuki H. 1998. Research trends on riding comfort evaluation in Japan. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, **212**: 61-72.
- Suzuki M, Ikeda M, Koyama T. 2007. Flow Control on Pantograph with Air Intake and Outlet. *Quarterly Report of RTRI*, **48**: 236-239.
- Suzuki M, Ikeda M, Koyama T. 2008. Flow control for pantographs using air intake and outlet. *Journal of Mechanical Systems for Transportation and Logistics*, **1**: 272-280.
- Suzuki M, Ikeda M, Yoshida K. 2008. Study on numerical optimization of cross-sectional pan head shape for high-speed train. *Journal of Mechanical Systems for Transportation and Logistics*, **1**: 100-110.
- Suzuki M, Nakade K, Ido A. 2009. Countermeasures for reducing unsteady aerodynamic force acting on high-speed train in tunnel by use of modifications of train shapes. *Journal of Mechanical Systems for Transportation and Logistics*, **2**: 1-12.
- Suzuki M, Tanemoto K, Maeda T. 2003. Aerodynamic characteristics of train/vehicles under cross winds. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, **91**: 209-218.
- Suzuki M. 2001. Unsteady aerodynamic force acting on high speed trains in tunnel. *Quarterly Report of RTRI*, **42**: 89-93.
- Suzuki M. 2004. Flow induced vibration of high speed trains in tunnels. *Lecture Notes in Applied and Computational Mechanics*, **19**: 443-452.
- Suzuki Y, Maebashi E, Akutsu K, Sasakura M, Tomioka T. 1997. Method for flexural vibration damping of rolling stock carbody. Railway Technical Research Institute, Quarterly Reports, 38.
- Szolc T. 1998. Medium frequency dynamic investigation of the railway wheelset-track system using a discrete-continuous model. *Archive of Applied Mechanics*, **68**: 30-45.
- Szolc T. 2000. Medium frequency dynamic analysis of various designs of the high-speed railway bogie. Warsaw: Polish Academy of Sciences.
- T M, P M. 2002. Rotor dynamics and irregular wear of elastic wheelsets. *Applied Mechanics*, **6**: 133-152.
- Takai H. 1989. Maintenance of long-wave track irregularity on Shinkansen. *RTRI Report*, **3**: 13-20.
- Takaishi T, Sagawa A, Nagakura K, Maeda T. 2002. Numerical analysis of dipole sound source around high speed trains. *Journal of the Acoustical Society of America*, **111**: 2601-2608.
- Talotte C, Gautier P E, Thompson D J, Hanson C. 2003. Identification, modeling and reduction potential of railway noise sources: A critical survey. *Journal of Sound and Vibration*, **267**: 447-468.
- Tomioka T, Suzuki Y, Takigami T. 2003. Three-dimensional flexural vibration of lightweight railway vehicle carbody and a new analytical method for flexural vibration. *Quarterly Report of RTRI*, **44**: 15-21.
- Tomioka T, Takigami T, Aida K I. 2011. Year damping effect by passengers on flexural vibrations of railway vehicle carbody and basic study to simulate the effect with simple substitutions. In: Proceedings of Proceedings of International Symposium on Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks (22th IAVSD), Manchester.
- Tomioka T, Takigami T. 2010. Reduction of bending vibration in railway vehicle carbodies using carbody-bogie dynamic interaction. *Vehicle System Dynamics*, **48**: 467-486.
- True H, Asmund R. 2002. The dynamics of a railway freight wagon wheelset with dry friction damping.

- Vehicle System Dynamics*, **38**: 149-163.
- True H, Kaas-petersen C. 1983. A bifurcation analysis of nonlinear oscillations in railway vehicles. *Vehicle System Dynamics*, **12**: 5-6.
- True H. 1989. Chaotic motion of railway vehicles. *Vehicle System Dynamics*, **18**: 578-587.
- True H. 1992. Railway vehicle chaos and asymmetric hunting. *Vehicle System Dynamics*, **20**: 625-637.
- True H. 1993. Dynamics of a rolling wheelset. *Applied Mechanics Reviews*, **46**: 438-444.
- True H. 1999. On the theory of nonlinear dynamics and its applications in vehicle systems dynamics. *Vehicle System Dynamics*, **31**: 393-421.
- True H. 2006. Recent advances in the fundamental understanding of railway vehicle dynamics. *International Journal of Vehicle Design*, **40**: 251-264.
- True H. 2013. Multiple attractors and critical parameters and how to find them numerically: The right, the wrong and the gambling way. *Vehicle System Dynamics*, **51**: 443-459.
- True H. 1988. Year A method to investigate the nonlinear oscillations of a railway vehicle. In: Applied Mechanics Rail Transportation Symposium-1988.
- True H. 1994. Year Does a critical speed for railroad vehicles exist? In: Proceedings of the 1994 ASME/IEEE Joint, IEEE.
- Tuten J, Law E, Cooperrider N. 1979. Lateral stability of freight cars with axles having different wheel profiles and asymmetric loading. *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, **101**: 1-16.
- UIC515-4/1993. Passenger rolling stock-trailer bogies-running gear-Bogie frame structure strength tests.
- UIC615-4/1994. Motive power units-Bogies and running gear-Bogie frame structure strength tests.
- Vardy A. 1996a. Aerodynamic drag on trains in tunnels Part 1: Synthesis and definitions. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, **210**: 29-38.
- Vardy A. 1996b. Aerodynamic drag on trains in tunnels Part 2: Prediction and validation. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, **210**: 39-49.
- Veera Venkata Sunil Kumar Vytla. 2011. Multidisciplinary optimization framework for high speed train using robust hybrid GA-PSO algorithm. [PhD Thesis]. Ohio, Department of Mechanical and Materials Engineering Wright State University.
- Veitl A, Arnold M. 1999. Coupled simulation of multibody systems and elastic structures. In: Ambrósio J, Schiehlen W, eds. *Advances in Computational Multibody Dynamics*: 635-644.
- Veitl A, Kortum W. 2000. The dynamics of vehicles on roads and on tracks-supplement to vehicle system dynamics, Volume 33. In: Proceedings of the 16th Iavsd Symposium Held in Pretoria, South Africa.
- Ver I L, Ventres C S, Myles M M. 1976. Wheel-rail noise. 3. Impact noise generation by wheel and rail discontinuities. *Journal of Sound and Vibration*, **46**: 395-417.
- Vermeulen P J, Johnson K L. 1964. Contact of non-spherical bodies transmitting tangential forces. *Journal of Applied Mechanics*, **31**: 338-340.
- Vinayagalingam T. 1983. Computer evaluation of controlled pantographs for current collection from simple catenary overhead equipment at high speed. *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurements and Control*, 105.
- von Wagner U. 2009. Nonlinear dynamic behaviour of a railway wheelset. *Vehicle System Dynamics*, **47**: 627-640.
- WaaK S S. 1987. Lateral stability behavior of railway freight car system with elasto-damper coupled wheelset:

- Part 2-Truck model. *Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design, ASME*, **109**: 500-507.
- Wang F C, Liao M K. 2010. The lateral stability of train suspension systems employing inerters. *Vehicle System Dynamics*, **48**: 619-643.
- Wang W, Zhang H, Wang H, Liu Q, Zhu M. 2011. Study on the adhesion behavior of wheel/rail under oil, water and sanding conditions. *Wear*, **271**: 2693-2698.
- Wetzel C, Proppe C. 2010. On reliability and sensitivity methods for vehicle systems under stochastic crosswind loads. *Vehicle System Dynamics*, **48**: 79-95.
- Wetzel C, Proppe C. 2007. Probabilistic Assessment of the Crosswind Stability of Railway Vehicles. In: Proceedings 4th Weimar Optimization and Stochastic Days Conference.
- Wickens A. 1965. The dynamic stability of railway vehicle wheelsets and bogies having profiled wheels. *International Journal of Solids and Structures*, **1**: 319-341.
- Wiryachai A, Chu K H, Garg V K. 1982. Bridge impact due to wheel and track irregularities. *Journal of the Engineering Mechanics Division*, **108**: 648-666.
- Wu B, Wen Z, Wang H, Jin X. 2013a. Analysis of wheel/rail adhesion under oil contamination with surface roughness. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, **227**: 1306-1315.
- Wu B, Wen Z, Wang H, Jin X. 2013b. Numerical analysis on wheel/rail adhesion under mixed contamination of oil and water with surface roughness. *Wear*, **273**: 140-147.
- Wu D. 2004. Predictive prospects of unsteady detached-eddy simulations in industrial external aerodynamic flow simulations. Lehrstuhl für Strömungslehre und Aerodynamisches Institut, Aachen, Germany.
- Wu P, Zeng J, Dai H. 2004. Dynamic response analysis of railway passenger car with flexible carbody model based on semi-active suspensions. *Vehicle System Dynamics*, **41**: 774-783.
- Yabuno H, Okamoto T, Aoshima N. 2002. Effect of lateral linear stiffness on nonlinear characteristics of hunting motion of a railway wheelset. *Meccanica*, **37**: 555-568.
- Yamamoto A. 1973. Pressure variations, aerodynamic drag, and tunnel ventilation in Shinkansen type tunnel. RTRI Rep, 871.
- Yamamoto A. 1983. Aerodynamics of train and tunnel. RTRI JNR, 1230.
- Yamauchi N, Iida M, Nakanishi M, Ono A. 1998. Model experiments on tunnel entrance hoods for reducing micro-pressure wave. In: Preprint of the Japan Society of Mechanical Engineers, 413-414.
- Yang X Y, Xiao Y G, Shi Y. 2012. Shape optimization of high-speed train pantograph insulators for low aerodynamic noise. In: Proceedings of 2012 3rd International Conference on Applied Mechanics and Mechanical Engineering, ICAMME 2012, Macau, China.
- Yang Y R. 1995. Limit cycle hunting of a bogie with flanged wheels. *Vehicle System Dynamics*, **24**: 185-196.
- Yang, G W, Guo D L, Yao S B, Liu C H. 2012. Aerodynamic design for china new high speed trains. *Science China: Technological Sciences*, **55**: 1923-1928.
- Yao S B, Guo D L, Sun Z X, Yang G W, Chen D W. 2012. Multi-objective optimization of the streamlined head of high-speed trains based on the Kriging model. *Science China: Technological Sciences*, **55**: 3495-3509.
- Yoo W, Haug E. 1986. Dynamics of flexible mechanical systems using vibration and static correction modes. *Journal of Mechanical Design*, **108**: 315-322.
- Younesian D, Jafari A, Serajian R. 2011. Effects of the bogie and body inertia on the nonlinear wheel-set

- hunting recognized by the hopf bifurcation theory. *Int J Auto Engng*, **3**: 186-196.
- Young T, Li C. 2003. Vertical vibration analysis of vehicle/imperfect track systems. *Vehicle System Dynamics*, **40**: 329-349.
- Yu H H, Li J C. 2013a. Field acoustic measurements of high-speed train sound along BTIR. *Science in China*, **56**: 474-482.
- Yu H H, Li J C, Zhang H Q. 2013b. On aerodynamic noises radiated by the pantograph system of high-speed trains. *Acta Mechanica Sinica*, **29**: 399-410.
- Zboinski K, Dusza M. 2006. Development of the method and analysis for non-linear lateral stability of railway vehicles in a curved track. *Vehicle System Dynamics*, **44**: 147-157.
- Zboinski K, Dusza M. 2008. Bifurcation approach to the influence of rolling radius modelling and rail inclination on the stability of railway vehicles in a curved track. *Vehicle System Dynamics*, **46**: 1023-1037.
- Zboinski K, Dusza M. 2010. Self-exciting vibrations and Hopf's bifurcation in non-linear stability analysis of rail vehicles in a curved track. *European Journal of Mechanics-A/Solids*, **29**: 190-203.
- Zboinski K, Dusza M. 2011. Extended study of railway vehicle lateral stability in a curved track. *Vehicle System Dynamics*, **49**: 789-810.
- Zenda Y. 1988. Study on the ventilating system of Shinkansen vehicle by simulating the internal pressure. RTRI JNR.
- Zeng J, Wu P. 2004. Stability analysis of high speed railway vehicles. *JSME International Journal Series C*, **47**: 464-470.
- Zeng J. 2001. Numerical analysis of nonlinear stability for railway passenger cars. *Chinese Journal of Mechanical Engineering (English Edition)*, **14**: 97-101.
- Zerbst U, Mädler K, Hintze H. 2005. Fracture mechanics in railway applications-an overview. *Engineering Fracture Mechanics*, **72**: 163-194.
- Zerbst U, Vormwald M, Andersch C, Mädler K, Pfuff M. 2005. The development of a damage tolerance concept for railway components and its demonstration for a railway axle. *Engineering Mechanics*, **72**: 209-239.
- Zhai W, Cai C, Guo S. 1996. Coupling model of vertical and lateral vehicle/track interactions. *Vehicle System Dynamics*, **26**: 61-79.
- Zhai W, Wang K, Cai C. 2009. Fundamentals of vehicle-track coupled dynamics. *Vehicle System Dynamics*, **47**: 1349-1376.
- Zhai W, Wang K, Lin J. 2004. Modelling and experiment of railway ballast vibrations. *Journal of Sound and Vibration*, **270**: 673-683.
- Zhai W, Wang Q, Lu Z, Wu X. 2001. Dynamic effects of vehicles on tracks in the case of raising train speeds. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, **215**: 125-135.
- Zhai W, Sun X. 1994. A detailed model for investigating vertical interaction between railway vehicle and track. *Vehicle System Dynamics*, **23**: 603-615.
- Zhai W, Wang K. 2010. Lateral hunting stability of railway vehicles running on elastic track structures. *Journal of Computational and Nonlinear Dynamics*, **5**: 041009.
- Zhang W H, Zhou N, Li R P, Mei G M, Song D L. 2011. Pantograph and catenary system with double pantographs for high-speed trains at 350 km/h or higher. *Journal of Modern Transportation*, **19**: 7-11.



- Zhang W, Chen J, Wu X, Jin X. 2002. Wheel/rail adhesion and analysis by using full scale roller rig. *Wear*, **253**: 82-88.
- Zhao C, Zhai W. 2002. Maglev vehicle/guideway vertical random response and ride quality. *Vehicle System Dynamics*, **38**: 185-210.
- Zhao G L, Li H L, Yao Y, Guo D L, Yang G W. 2014. Numerical simulation investigations of flow fields underneath the high speed trains, In: Pro. of the Second Int. Conf. on Railway Technology: Research, Development and Maintenance.
- Zhao X. 2012. Dynamic wheel/rail rolling contact at singular defects with application to squats. *Journal of Mechanical Engineering*, **49**: 1-4.
- Zhao Y, Maietta D M, Chang L. 2000. An asperity microcontact model incorporating the transition from elastic deformation to fully plastic flow. *Journal of Tribology*, **122**: 86-93.
- Zheng Z Y, Li R X. 2012a. The application of numerical simulation technology in the external aerodynamic noise field of high-speed train. In: Proceedings of International Conference on Engineering Design and Optimization, ICEDO 2011, Ningbo, China.
- Zheng Z Y, Li R X. 2012b. The application of numerical simulation technology in the external aerodynamic noise field of high-speed train, In: Zheng D, Wang Y, Deng Y M, Yu A, Li W, eds. Advances in Engineering Design and Optimization Ii, Pts 1 and 2 102, 197-201.
- Zhong S Q, Xiao X B, Wen Z F, Jin X S. 2013. The effect of first-order bending resonance of wheelset at high speed on wheel-rail contact behavior. *New Developments in Multi-body System Dynamics and Its Applications*. **2013**: 1-19.
- Zhou J, Goodall R, Ren L, Zhang H. 2009. Influences of car body vertical flexibility on ride quality of passenger railway vehicles. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, **223**: 461-471.
- Zhou N, Li R P, Wang S X, Mei G M, Zhang W H. 2013. Research on wave propagation problem of the catenary in high-speed railway. In: Proceedings of 23rd International Symposium on Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks (IAVSD 2013).
- Zhou N, Zhang W H, Li R P. 2011. Dynamic performance of a pantograph-catenary system with the consideration of the appearance characteristics of contact surfaces. *Journal of Zhejiang University-Science A Applied Physics & Engineering*, **12**: 913-920.

(责任编辑: 魏宇杰)

## Current research progress in the mechanics of high speed rails

YANG Guowei<sup>1</sup> WEI Yujie<sup>1,†</sup> ZHAO Guilin<sup>1</sup> LIU Yubiao<sup>1</sup>  
ZHANG Yingying<sup>1</sup> XING Yunlin<sup>1</sup> ZENG Xiaohui<sup>1</sup> LAI Jiang<sup>1</sup> WU Han<sup>1</sup>  
CHEN Qisheng<sup>1</sup> LIU Qiusheng<sup>1</sup> LI Jiachun<sup>1</sup> HU Kaixin<sup>1</sup>  
YANG Zhongping<sup>2</sup> LIU Wenzheng<sup>2</sup> WANG Wenjing<sup>2</sup> SUN Shouguang<sup>2</sup>  
ZHANG Weihua<sup>3</sup> ZHOU Ning<sup>3</sup> LV Qingsong<sup>3</sup> LI Ruiping<sup>3</sup> JIN Xuesong<sup>3</sup>  
WEN Zefeng<sup>3</sup> XIAO Xinbiao<sup>3</sup> ZHAO Xin<sup>3</sup> CUI Dabin<sup>3</sup>  
WU Bing<sup>3</sup> ZHONG Shuoqiao<sup>3</sup> ZHOU Xin<sup>3</sup>

<sup>1</sup> Institute of Mechanics, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China

<sup>2</sup> Beijing Jiaotong University, Beijing 100044, China

<sup>3</sup> Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China

**Abstract** As a result of the "Speed Up" campaigns initiated in the end of last century when commercial train service averaged 48 km/h, China now has the world's longest high speed rail (HSR) network. In the past decade, China Railway High-speed (CRH) has undergone numerous technological innovation to ensure their safe, eco-friendly, and economical operation. With the privilege of involving in the construction and operation of such a large scale and long distance HSR network, researchers and engineers in the field have gained systematic and deep understanding about the dynamic system composed of train, wheels and rails, catenary and pantograph, and aerodynamic resistance. In this review paper, we summarize current research progress covering aerodynamics, catenary-pantograph interaction, dynamics and related issues of carbody, stability analysis, rail-wheel interaction, reliability of key components, and mechanisms about noise-generation. At the end, we supply our perspective about opportunities and challenges for future research and development on the mechanics of high speed rail.

**Keywords** high speed rails, aerodynamics, catenary-pantograph interaction, dynamics and related issues of carbody, stability analysis, rail-wheel interaction, reliability of key components, noise-generation

---

Received: 30 June 2014; accepted: 19 September 2014; online: 23 September 2014

<sup>†</sup> E-mail: yujie.wei@lm.imech.ac.cn

Cite as: Yang G W, Wei Y J, Zhao G L, et al. Current research progress in the mechanics of high speed rails. *Advances in Mechanics*, 2015, 45: 201507

© 2014 *Advances in Mechanics*.



杨中平, 1970 年生, 工学博士, 现为北京交通大学电气工程学院教授、博士生导师. 主要从事高速铁路系统集成方法、高速列车牵引传动与控制技术、超级电容等储能装置在轨道交通系统中的应用等研究. 出版著作《新干线纵横谈 - 日本高速铁路技术》、《漫话高速列车》、《铁路电气化技术概论》(编著) 等.



杨国伟, 男, 博士, 研究员, 流体力学博士生导师. 1996 年于西北工业大学获博士学位; 1998 年 4 月中国科技大学博士后出站, 其中 1997 年 10 月至 1998 年 4 月东京大学 JSPS 访问学者; 1998 年 4 月至 1998 年 10 月中国科技大学副教授; 1998 年 10 月至 2000 年 12 月, 德国慕尼黑工业大学“洪堡”研究学者; 2001 年 1 月至 2003 年 1 月, 日本东北大学工作; 2002 年入选中科院“百人计划”海外引进杰出人才, 在中科院力学所工作至今. 现为“中国高速列车自主创新联合行动计划”总体专家组成员, 国家科技支撑计划项目负责人, 国家 973 项目首席科学家. 在国内外主要学术刊物和会议上发表论文 100 多篇.



周宁, 博士, 四川宜宾人, 现就职于西南交通大学牵引动力国家重点实验室, 主要从事受电弓 - 接触网系统动力学方面的理论、实验和计算等研究工作, 共计发表论文 30 余篇, 其中 SCI/EI 收录 15 篇, 目前主持科研项目 5 项, 先后参与国家 973 计划项目、863 计划项目、科技支撑计划等科研项目 20 余项, 授权实用新型专利 1 项.



金学松, 1956 年 9 月出生, 现为西南交通大学牵引动力国家实验室校特聘教授、博士生导师, 大连交通大学兼职特聘教授, 西南交通大学牵引动力国家重点实验室高速轮轨关系创新团队负责人. 目前主要从事轮轨关系问题研究, 其中包括轮轨滚动接触理论、轮轨粘着、轮轨接触表面波浪形磨损和滚动接触疲劳、轮轨噪声、脱轨和轮轨型面设计. 先后主持、主研和参加了六十多项重大科研项目, 发表和合作发表论文 200 多篇 (SCI 检索论文 50 多篇), 合作出版著作 3 部. 曾获得“滚动振动试验台”国家科技进步一等奖、四川省突出贡献、铁道部科技进步一等奖等多个奖项. 现任《International Journal of Railway Transportation》、《The Open Mechanical Engineering Journal》、《工程力学》和《机械强度》杂志编委, 《计算机辅助工程》杂志编委、国际“轮轨系统磨耗和接触力学”会议国际组委委员.



刘玉标, 男, 1961 年出生, 1982 年毕业于西安交通大学工程力学系, 中国科学院力学研究所副研究员, 北京振动工程与振动与噪声控制两分会理事. 主要从事结构动力学、结构非线性振动分析与控制研究.



王文静, 女, 博士, 副教授, 硕士生导师. 1976 年 7 月出生, 山东人. 一直从事轨道车辆结构强度与可靠性方面的研究, 共主持“城市轨道交通转向架设计规范的基础研究”等科研项目 50 余项, 发表学术论文 30 余篇, 入选 2009 年北京市科技新星计划, 2014 年获铁道科技奖一等奖一项.



陈启生: 中国科学院力学研究所研究员, 中科院“百人计划”, 博士生导师. 1989 年毕业于北京大学力学系, 1992 年北京大学获硕士学位, 1997 年中科院力学所获博士学位. 1997 - 2001 年在纽约州立大学石溪分校作为博士后及研究科学家, 2001 - 2004 年在迈阿密佛罗里达国际大学担任教师. 主要研究领域包括计算流体力学、微重力流体物理、高速列车气动噪声、流动稳定性、晶体生长模型化等. 担任《Progress in Crystal Growth and Characterization of Materials》副主编、《船舶工程》编委.



魏宇杰, 中国科学院力学研究所研究员. 1997 于北京大学获学士学位; 2000 年中科院力学所获硕士学位; 2006 年在麻省理工学院获博士学位; 2006 年至 2008 年, 布朗大学博士后; 2008 年底至 2010 年, 美国阿拉巴马大学任助理教授. 主要从事固体力学领域的研究. 迄今为止在 Nature, Nature materials, Nature Communications, PNAS, Nano Letters, 等期刊发布文章 50 多篇. 2010 年入选中科院“百人计划”, 2013 年获中国力学学会“青年科技奖”、中国科学院“优秀导师奖”, 2014 年获国家基金委“杰出青年基金”资助. 任职《力学进展》副主编 (2013/3 - 至今); TAML 编委 (2010- 至今).

**编者** □ 该文是由中国科学院力学研究所、北京交通大学、西南交通大学等单位参与“中国高速列车自主联合行动计划”项目的部分一线科研人员共同努力完成的. 六个方面的科研人员分别就高速列车中的空气动力学 (杨国伟等)、弓网关系 (张卫华等)、轮轨关系 (金学松等)、车辆动力学 (刘玉标、曾晓辉等)、结构疲劳可靠性 (孙守光、王文静等)、列车噪声 (陈启生等) 等这几个方面的研究进行总结和展望. 同时, 杨中平、魏宇杰等对国际 (高速) 列车事故中可能涉及到的力学问题作一个综述介绍. 他们是中国高速铁路快速发展亲身经历者和见证者, 可以说该文基本反映了国内外高速列车关键力学问题的研究现状、研究进展和发展方向, 在此表示感谢.