

分类号: TH117.1

密 级: 公开

学校代码: 10363

学 号: 2210110103



安徽工程大学

Anhui Polytechnic University

硕士学位论文

题 目 基于轮轨瞬态滚动接触的地铁
轨道短波波磨研究

论 文 作 者 汤天成
指 导 教 师 吴波文 讲师 潘家保 教授
学 科 (专 业) 机械工程
研 究 方 向 轮轨摩擦磨损

论文提交日期: 2024 年 4 月 10 日

分类号：TH117.1

学校代码：10363

密 级：公开

学 号：2210110103

基于轮轨瞬态滚动接触的地铁轨道短波波磨研究

Research on short-pitch rail corrugation on metro track based
on transient wheel-rail rolling contact

学生姓名： 汤天成

指导教师： 吴波文(讲师)、潘家保(教授)

专 业： 机械工程

研究方向： 轮轨摩擦磨损

论文答辩日期： 2024 年 5 月 17 日

安徽工程大学学位论文原创性声明

本人郑重声明：我恪守学术道德，崇尚严谨学风。所呈交的学位论文，是本人在导师的指导下，独立进行研究工作所取得的成果。除文中已明确注明和引用的内容外，本论文不包含任何其他个人或集体已经发表或撰写过的作品及成果的内容。论文为本人亲自撰写，我对所写的内容负责，并完全意识到本声明的法律后果由本人承担。

学位论文作者签名：汤天成

日期：2024年 5 月 31 日

安徽工程大学学位论文版权使用授权书

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

保密 ☐，在 年解密后适用本版权书。

本学位论文属于

不保密 ☒。

学位论文作者签名：杨天成

日期：2024年5月31日

指导教师签名：潘家祥 吴斌

日期：2024年5月31日

基于轮轨瞬态滚动接触的地铁轨道短波波磨研究

摘 要

随着地铁运营里程和运营时长的增长, 钢轨波磨已成为影响地铁列车运行安全和运营品质的瓶颈问题。钢轨波磨是指出现在钢轨表面沿纵向的周期性非均匀磨耗。钢轨波磨会导致强烈的车辆-轨道系统振动, 未被有效控制的钢轨波磨甚至可能导致列车脱轨, 造成重大行车事故。钢轨波磨至今未得到有效解决, 这归因于其形成机制尚不清楚, 尤其是在地铁轨道上十分普遍的, 波长在 20~80 mm 内的短波波磨, 其成因至今还存在争议。本文针对某地铁轨道短波波磨, 建立轮轨系统有限元模型, 开展轮轨瞬态滚动接触分析和模态分析, 研究轮轨系统振动特性与直线轨道钢轨波磨形成的内在联系; 基于复特征值分析法开展轮轨系统稳定性分析, 研究小半径曲线轨道短波波磨形成原因, 并探讨了轮对结构对钢轨波磨的影响。在此基础上, 研究了钢轨波磨激励下轮轨瞬态影响规律。研究的主要工作和结论概述如下:

(1) 针对传统的轮轨瞬态滚动接触模型初始扰动大, 难以快速收敛的问题, 提出了一种改进的轮轨瞬态滚动接触有限元模型。该模型与传统的模型最大区别在于: 改进的模型中通过稳态传输分析为轮对施加转速, 在静力学分析中获得轮轨稳态滚动接触解, 避免了传统模型中在动力学分析中施加转速导致离心力瞬间加载引起的

冲击。基于改进的模型研究了轮对滚过光滑钢轨时轮轨法向接触力及接触斑内粘滑分布情况，并将其与传统模型获得的结果对比。结果表明：改进后的模型，轮轨接触力可以快速收敛到稳态值，且传统模型中高频段出现主导振动也被消除。此外，车轮在滚动过程中轮轨间始终处于黏滑分布状态。

(2) 研究了科隆蛋扣件支撑的某地铁直线轨道上波长在 40~50 mm 范围内的短波波磨形成机制。基于改进的轮轨瞬态滚动接触模型，分析了车轮滚过不同波长和深度的凹坑缺陷时轮轨瞬态响应的频域和时域特征，探讨轮轨系统瞬态响应特征与钢轨波磨形成的内在联系；基于模态分析探寻与钢轨波磨形成有关的轨道系统的敏感模态，结合瞬态滚动接触分析，明确了钢轨波磨形成原因。结果表明：车轮通过凹坑不平顺之后，轮轨垂向接触力发生剧烈振动，主导振动频率在 455~465 Hz 范围内，主导频率随凹坑波长和车速略有变化，且与波长在 40~50 mm 范围内的波磨通过频率十分接近。模态分析表明，直线线路上短波波磨形成原因为凹坑不平顺激发了轨道上在 460 Hz 处的固有模态，进而引发轮轨系统的共振，最终导致短波波磨的形成。

(3) 研究了地铁直线轨道上短波波磨激励对轮轨瞬态滚动接触响应的影响。开发了有限元节点坐标批量修改插件，通过修改节点坐标在钢轨表面引入正弦型波磨，基于改进的轮轨瞬态滚动接触模型研究了波磨激励下轮轨系统瞬态响应，讨论了钢轨波磨对轮轨法/切向接触力的影响，并详细研究了轮轨瞬态响应随波磨波长、波深

的变化规律。结果表明：波长对轮轨接触力响应的影响显著。随着波长的增加，轮轨接触力振幅整体呈降低趋势，波磨通过频率接近 460Hz 时的轮轨法向接触力会急剧增加。此外，牵引系数的增加会提升轮轨切向摩擦力，增加轮轨间的打滑和加速磨损的概率。轮轨垂向接触力的振幅会随着波深的增加而增加，研究结果可为钢轨打磨策略的制定提供一定的理论依据。

（4）研究了地铁小半径曲线轨道钢轨波磨问题，基于轮轨间饱和的蠕滑力引起轮轨系统摩擦自激振动从而导致钢轨波磨的理论，建立小半径曲线轨道上轮轨系统稳态滚动接触有限元模型，使用复模态分析法研究车轮结构关键参数对钢轨波磨的影响。结果表明：车轮辐板结构对轮轨系统的摩擦自激振动有显著影响。“S”型辐板车轮相比于直辐板车轮更容易引发轮轨之间的不稳定振动。进一步研究表明，辋毂距对轮轨系统的摩擦自激振动有显著影响，降低辋毂距可以显著降低钢轨波磨发生的概率。此外，钢轨波磨发生的概率还会随着车轮磨损量的增加而不断增大。

关键词：钢轨波磨，轮轨瞬态滚动接触，有限元分析，轮轨动态响应，凹坑不平顺，形成机理

RESEARCH ON SHORT-PITCH RAIL CORRUGATION ON METRO TRACK BASED ON TRANSIENT WHEEL-RAIL ROLLING CONTACT

ABSTRACT

With the growth of metro operating mileage and operating time, rail corrugation has become a bottleneck issue affecting the operational safety and quality of metro trains. Rail corrugation refers to the periodic non-uniform wear that occurs along the longitudinal direction of the rail surface. Rail corrugation can lead to severe vibrations in the vehicle-track system, and uncontrolled rail corrugation may even cause train derailment, resulting in major operational accidents. Rail corrugation has not been effectively resolved to date, which is attributed to the lack of clarity regarding its formation mechanism, especially for short-pitch corrugation with wavelengths ranging from 20 to 80 mm, which is highly prevalent on metro tracks, and its causes are still debated. In this paper, focusing on the short-pitch rail corrugation on a metro track, a finite element model of the wheel-rail system is established, and transient wheel-rail rolling contact analysis and modal analysis are conducted to investigate the intrinsic connection between the vibration characteristics of the wheel-rail system

and the formation of short-pitch rail corrugation on tangent tracks. Based on the complex eigenvalue analysis method, the stability of the wheel-rail system is analyzed to study the causes of short-pitch rail corrugation on small-radius curved tracks, and the influence of wheel design on rail corrugation is explored. On this basis, the transient impact of rail corrugation excitation on the wheel-rail system is investigated. The main work and conclusions are summarized as follows:

(1) To address the issue of large initial disturbances and slow convergence in traditional transient wheel-rail rolling contact models, an improved finite element model for transient wheel-rail rolling contact was proposed. The main difference between the improved model and the traditional model lies in the following: In the improved model, a rotational speed is applied to the wheelset through a steady-state transport analysis, and the steady-state rolling contact solution between the wheel and rail is obtained in the static analysis, avoiding the impact caused by the sudden loading of centrifugal force when applying the rotational speed during the dynamic analysis in the traditional model. Based on the improved model, the normal contact force and stick-slip distribution within the contact patch between the wheel and rail during the rolling process over a smooth rail were investigated and compared with the results obtained from the traditional model. The results demonstrated that in the improved model, the normal wheel-rail contact force can rapidly converge to the steady-state

value, and the dominant high-frequency vibrations observed in the traditional model are eliminated. Furthermore, throughout the rolling process, the wheel-rail interface remains in a state of stick-slip distribution.

(2) The formation mechanism of short-pitch rail corrugation with wavelengths in the range of 40-50 mm on a tangent track of a metro line supported by Cologne egg fasteners was investigated. Based on the improved transient wheel-rail rolling contact model, the frequency and time domain characteristics of the transient wheel-rail responses were analyzed when the wheel passed over dip defects with different wavelengths and depths, and the intrinsic connection between the transient response characteristics of the wheel-rail system and the formation of rail corrugation was discussed. Modal analysis was performed to identify the sensitive modes of the track system associated with the formation of rail corrugation, and combined with the transient rolling contact analysis, the cause of rail corrugation formation was clarified. The results showed that after the wheel passed through the dip irregularity, severe vibrations occurred in the vertical wheel-rail contact force, with the dominant vibration frequency ranging from 455 to 465 Hz. The dominant frequency varied slightly with the dip wavelength and vehicle speed and was very close to the corrugation pass-by frequency for wavelengths of 40-50 mm. Modal analysis indicates that the formation of short-pitch rail corrugation on straight tracks is attributed to the excitation of the track's natural mode

at 460 Hz by irregularities in the form of dip defects, which subsequently induce resonance in the wheel-rail system, ultimately leading to the development of short-pitch rail corrugation.

(3) The influence of short-pitch rail corrugation excitation on the transient rolling contact responses of the wheel-rail system on metro tangent tracks was investigated. A finite element node coordinate batch modification plugin was developed to introduce sinusoidal rail corrugation on the rail surface by modifying the node coordinates. Based on the improved transient wheel-rail rolling contact model, the transient responses of the wheel-rail system under corrugation excitation were studied, and the effects of rail corrugation on the normal/tangential wheel-rail contact forces were discussed. The variation patterns of the transient responses with corrugation wavelength and depth were analyzed in detail. The results indicate that the wavelength significantly influences the wheel-rail contact force response. As the wavelength increases, the amplitude of the wheel-rail contact force generally decreases, but the normal wheel-rail contact force would increase dramatically when the frequency of the rail corrugation approaches 460 Hz. Furthermore, an increase in the traction coefficient would enhance the tangential frictional force between the wheel and rail, increasing the probability of wheel slippage and accelerated wear. The amplitude of the normal wheel-rail contact force would increase with an increase in the corrugation depth. The research findings can provide a

theoretical basis for the formulation of rail grinding strategies.

(4) The influence of wheel web structure on the tight-curve short-pitch rail corrugation of metro was investigated. Based on the theory that rail corrugation is caused by the friction self-excited vibration of the wheel-rail system induced by the saturated creep forces between the wheel and rail, a finite element model of steady-state rolling contact for the wheel-rail system on tight curves with short-pitch corrugation was established. Using complex modal analysis, the effects of key wheel web structural parameters on tight-curve short-pitch rail corrugation were studied. The results revealed that the wheel web structure significantly influences the friction-induced vibration of the wheel-rail system. Wheels with S-shape web were more prone to inducing unstable vibrations between the wheel and rail compared to wheels with a straight web on tight-curve tracks. Further research indicated that the axial distance between the rim and hub had a significant impact on the friction-induced vibration of the wheel-rail system. Reducing the axial distance between the rim and hub could significantly decrease the probability of tight-curve short-pitch rail corrugation. Moreover, the probability of rail corrugation occurrence would continuously increase with an increase in the wheel wear.

KEY WORDS: rail corrugation, wheel-rail transient rolling contact, finite element analysis, wheel-rail dynamic response, rail dent, formation mechanism

目录

第 1 章 绪论.....	1
1.1 研究意义与背景.....	1
1.2 钢轨波磨的研究现状.....	2
1.2.1 钢轨波磨的分类.....	2
1.2.2 钢轨波磨的理论模型.....	4
1.2.3 钢轨波磨的形成机理研究.....	6
1.3 本文研究的主要内容与章节安排.....	8
第 2 章 三维轮轨瞬态滚动接触有限元模型.....	10
2.1 轮轨瞬态滚动接触模型概述.....	10
2.2 改进隐式-显式算法相结合的轮轨瞬态滚动接触分析	13
2.2.1 传统的轮轨瞬态滚动接触响应分析方法.....	13
2.2.2 改进的轮轨瞬态滚动接触响应分析方法.....	15
2.3 模型可行性分析.....	17
2.3.1 轮轨系统能量分析.....	17
2.3.2 轮轨接触应力分布.....	17
2.3.3 改进分析方法与传统分析方法的对比.....	18
2.4 本章小结.....	20
第 3 章 地铁直线轨道短波波磨成因研究.....	21
3.1 轨道表面不平顺对地铁轮轨动态响应的影响.....	21
3.2 钢轨凹坑不平顺波长的影响.....	23
3.3 凹坑不平顺通过速度的影响.....	25
3.4 钢轨扣件类型的影响.....	26
3.5 轮轨系统结构高频动态特性分析.....	29
3.6 本章小结.....	29

第 4 章 钢轨波磨激励下轮轨动力响应研究.....	31
4.1 短波波磨对轮轨动力响应影响.....	31
4.2 波磨波长的影响.....	32
4.3 波磨区段通过速度的影响.....	33
4.4 牵引系数的影响.....	34
4.5 波磨深度的影响.....	38
4.6 扣件类型的影响.....	39
4.7 本章小结.....	40
第 5 章 地铁小半径曲线轨道短波波磨成因研究.....	41
5.1 地铁小半径曲线轨道上的钢轨波磨仿真模型.....	41
5.1.1 轮轨系统三维有限元模型.....	41
5.1.2 复特征值分析方法.....	43
5.2 地铁列车车轮结构对短波波磨的影响研究.....	44
5.2.1 车轮辐板结构的影响.....	44
5.2.2 车轮辋毂距的影响.....	46
5.2.3 车轮轮辋厚的影响.....	49
5.3 弓型辐板结构的车轮设计对短波波磨的影响.....	52
5.3.1 辐板曲率的影响.....	52
5.3.2 车轮变形量的影响.....	54
5.4 本章小结.....	56
第 6 章 总结与展望.....	57
6.1 论文工作总结.....	57
6.2 展望与建议.....	58
参考文献.....	59
攻读硕士学位期间取得的学术成果及参研项目.....	67

插图清单

图 1-1	城市轨道交通速度分布.....	1
图 1-2	不同扣件轨道钢轨波磨.....	4
图 1-3	波磨形成反馈机制.....	7
图 1-4	论文技术路线图.....	9
图 2-1	三维轮轨瞬态滚动接触有限元模型.....	11
图 2-2	传统隐式-显式算法相结合的分析过程	14
图 2-3	传统方法显式动力学分析过程.....	14
图 2-4	改进的隐式-显式算法相结合的分析过程	15
图 2-5	改进方法显式动力学分析过程.....	16
图 2-6	显式动力学分析过程中能量随时间变化曲线.....	17
图 2-7	轮轨接触应力在接触斑内沿纵向的二维分布.....	18
图 2-8	时域下的轮轨垂向接触力对比.....	19
图 2-9	频域下的轮轨垂向接触力对比.....	20
图 3-1	钢轨表面的凹坑不平顺.....	21
图 3-2	钢轨凹坑不平顺有限元模型.....	22
图 3-3	凹坑不平顺激励下的垂向接触力时域响应.....	23
图 3-4	凹坑不平顺激励下的垂向接触力频域响应.....	23
图 3-5	不同波长凹坑不平顺引起的垂向接触力时域响应.....	24
图 3-6	不同波长凹坑不平顺引起的垂向接触力时域响应.....	24
图 3-7	不同车速下凹坑不平顺引起的垂向接触力时域响应.....	25
图 3-8	不同车速下凹坑不平顺引起的垂向接触力频域响应.....	26
图 3-9	轮轨系统有限元模型扣件系统.....	26
图 3-10	钢轨扣件垂向刚度与阻尼.....	27
图 3-11	不同扣件类型下凹坑不平顺引起的垂向接触力时域响应.....	28
图 3-12	不同扣件类型下凹坑不平顺引起的垂向接触力频域响应.....	28
图 3-13	轨道系统结构固有模态.....	29
图 4-1	钢轨波磨有限元模型.....	31

图 4-2	钢轨波磨激励下的垂向接触力时域响应.....	32
图 4-3	钢轨波磨激励下的垂向接触力频域响应.....	32
图 4-4	不同波长波磨激励下的垂向接触力响应.....	33
图 4-5	轮轨垂向接触力最大振幅随波磨波长的变化.....	33
图 4-6	不同车速下短波波磨引起的垂向接触力响应.....	34
图 4-7	牵引力矩幅值随时间的变化.....	35
图 4-8	牵引力作用下车速随时间的变化.....	35
图 4-9	不同牵引系数下短波波磨引起的垂向接触力响应.....	36
图 4-10	不同牵引系数下短波波磨引起纵向摩擦力响应.....	37
图 4-11	牵引系数时间历程.....	37
图 4-12	不同牵引系数下接触斑内沿纵向剪切应力分布.....	38
图 4-13	不同深度短波波磨引起的垂向接触力响应.....	38
图 4-14	轮轨垂向接触力最大振幅随波磨深度的变化.....	39
图 4-15	不同扣件类型下的短波波磨引起的垂向接触力响应.....	39
图 5-1	轮轨系统有限元模型.....	42
图 5-2	地铁系统常用轮对结构.....	44
图 5-3	接触应力分布.....	44
图 5-4	不同辐板结构的轮轨系统不稳定振动频率分布.....	45
图 5-5	采用直辐板结构的轮轨系统不稳定振动模态.....	45
图 5-6	采用“S”型辐板的轮轨系统不稳定振动模态.....	46
图 5-7	辋毂距示意图.....	47
图 5-8	辋毂距对“S”型辐板结构的轮轨系统不稳定振动的影响.....	47
图 5-9	主导不稳定振动等效阻尼比随“S”型辐板车轮辋毂距的变化.....	48
图 5-10	辋毂距对直辐板结构的轮轨系统不稳定振动的影响.....	49
图 5-11	主导不稳定振动等效阻尼比随直辐板车轮辋毂距的变化.....	49
图 5-12	轮辋厚度示意图.....	50
图 5-13	轮辋厚度对直辐板结构的轮轨系统不稳定振动的影响.....	50
图 5-14	主导不稳定振动的等效阻尼比随轮辋厚度的变化.....	51
图 5-15	轮辋厚度对“S”辐板结构的轮轨系统不稳定振动的影响.....	51

图 5-16	主导不稳定振动的等效阻尼比随轮辋厚度的变化.....	51
图 5-17	弓型辐板结构示意图.....	52
图 5-18	弓型辐板曲率对轮轨系统不稳定振动的影响.....	53
图 5-19	反弓型辐板曲率对轮轨系统不稳定振动的影响.....	53
图 5-20	车轮变形前后对比图.....	54
图 5-21	车轮轴向变形示意图.....	54
图 5-22	车轮轴向变形随接触力的变化.....	55
图 5-23	主导不稳定振动的等效阻尼比随轴向位移 dy 的变化.....	55

插表清单

表 2-1	轮轨系统构件参数.....	12
表 2-2	钢轨扣件及一系悬挂参数.....	12
表 3-1	不同扣件参数.....	27
表 5-1	e 型弹条扣件参数	42

第 1 章 绪论

1.1 研究意义与背景

地铁轨道交通作为现代城市公共交通体系的重要组成部分，在促进城市经济发展、提高居民生活质量、解决交通拥堵等方面发挥着至关重要的作用^[1]。随着全球城市化进程的加速，城市人口不断增加，地面交通压力日益增大，地铁轨道交通以其独特的优势成为解决这些问题的关键工具。中国政府实施的“交通强国、铁路先行”政策进一步推动了城市轨道交通的发展。随着这一政策的持续实施，预计中国城市轨道交通的网络密度将逐步提高，更好地服务于日益增长的城市人口和复杂的出行需求。此外，城市轨道交通的发展不仅改善了居民的生活质量，也促进了城市经济的繁荣和区域间的互联互通。在过去的半个世纪，中国城市轨道交通系统在速度性能上取得了显著提升，图 1-1 所示为目前我国城市轨道交通的速度分布情况。可以看出，80 km/h 的车辆占据了绝大多数，比例高达 67.7%，这表明这一速度等级的车辆是城市轨道交通的主力军，广泛用于日常通勤和城市间的快速运输。《“十四五”现代综合交通运输体系发展规划》明确提出，到 2025 年，中国城市轨道交通运营里程目标为 10000 公里，通过融合各类轨道交通网络加强城市间的连通性，推动区域一体化发展。

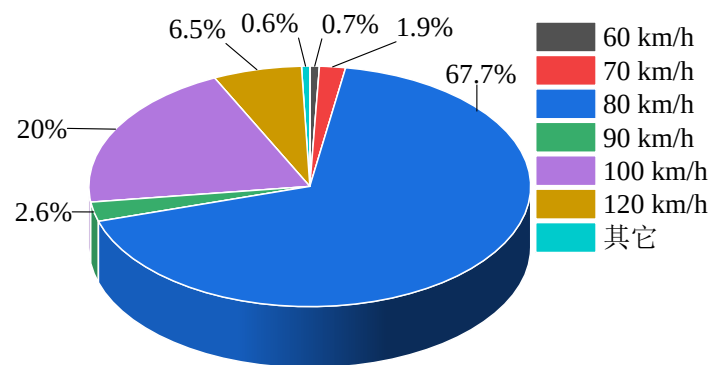


图 1-1 城市轨道交通速度分布

随着城市轨道交通的快速发展，列车运行环境变得日趋复杂，这对车辆与轨道之间的动态交互关系提出了更高的要求。特别是在轮轨接触区域，其作为车辆与轨道系统结合的关键环节，承担着确保列车平稳行驶及实施牵引与制动

的重要任务。在全球范围内，轮轨相互作用所引起的损害问题已成为轨道工程研究中一个跨学科的热门话题。目前，轮轨系统中普遍存在的问题包括钢轨波磨、侧磨以及车轮多边形磨损等，其中钢轨波磨尤为突出，其表现为钢轨表面出现周期性波浪状不平顺，几乎所有城市地铁系统均受其影响。钢轨波磨不仅会诱发列车运行和轨道结构的振动与噪声问题，从而降低乘客的旅行体验和沿线居民的生活质量，还可能加速铁路车辆部件的磨损，严重时甚至可能危及列车的安全运行。因此，控制和消除钢轨波磨成为地铁运营中亟待解决的问题。针对此问题，学界提出了多种预防和治理措施。轻度波磨通常通过打磨进行修复，严重时需要更换钢轨。然而，这些治理方法都涉及高昂的成本和重复的劳动。即使经过这些处理，新的波磨问题往往在短时间内再次出现，使得钢轨波磨成为铁路维护的一大挑战。此外，随着列车的运行速度加快、铁路网络的交通流量增大，钢轨波磨现象愈发凸显。

钢轨波磨作为轨道交通领域中的一个重要课题，其形态和类型多样，形成机理复杂。虽然研究者们已提出多种理论模型，但至今仍难以形成一个统一的理论体系来全面解释这些波磨现象。这一挑战的根源在于，钢轨波磨的形成和发展是一个涉及多种因素的复杂过程，其形成和演变受到车辆设计、列车运行条件、初始缺陷、轨道结构及材料特性等因素的影响，这些因素的复杂交互作用使得波磨研究成为一个跨学科领域，涉及动力学、接触力学、振动学、材料科学和摩擦学等多个学科。

综上所述，钢轨波磨的研究是一个多方面、多层次的复杂议题，因此，深入理解钢轨波磨的产生机理对于从根本上解决和有效控制该问题至关重要。

1.2 钢轨波磨的研究现状

1.2.1 钢轨波磨的分类

钢轨波磨是铁路轨道中一种常见的表面损伤现象，表现为钢轨表面沿纵向出现的一种周期性非均匀磨损，这种磨损通常呈现为波浪状。钢轨波磨不仅影响列车运行的平稳性，还可能导致噪声、轮轨关系恶化、扣件系统损伤以及钢轨寿命缩短等问题。由于波磨现象的成因多样，对其进行细致的分类对于深入理解及其预防措施的制定至关重要。波磨的分类方法多样，涵盖了基于波长、

钢轨损伤特征以及波长形成和损伤机制的不同分类法^[2]。这种多样性的分类有助于更精确地识别和应对波磨问题。

根据波长的不同,钢轨波磨现象可以分为短波和长波两种类型^[3, 4]。通常长波发生在小半径曲线线路,波长在 200~1500 mm 范围内。短波波磨在轨道上较为常见,无论是在曲线还是直线轨道上都可能形成^[5, 6],其波长通常介于 40~100 mm 范围内,磨损深度通常在 0.1~0.5 mm 范围内。短波波磨的形成因素多样,包括多种复杂的影响因素,其确切的形成机制尚未完全明确,这仍然是当前研究中的一个挑战。

根据钢轨材料损伤的性质,波磨现象可以分为三种类型:塑性流变型波磨、磨损型波磨和混合型波磨。其中,塑性流变型波磨的特征是钢轨材料经历塑性变形和流动,这种损伤形式主要出现在承受重载的轨道上。不平顺的轨道表面激发的车辆与轨道系统之间的振动,引起轨头材料的不均匀塑性流动,导致特定轨道线路出现塑性流变型波磨^[7, 8]。磨损型波磨是一种钢轨表面出现的周期性磨耗现象,这种磨耗并不伴随钢轨材料的显著塑性变形。这种波磨的特征在于其表面呈现出特有的磨损痕迹。沿钢轨的纵向观察,波谷区域的磨损最为严重,这些区域通常显得较为光滑并具有光泽;而在波峰区域,磨损则相对较轻,颜色也更暗淡,磨损程度呈现出从波谷向波峰的递减趋势。混合型波磨融合了磨损型波磨和塑性流变型波磨的特点。在这种波磨的形成过程中,钢轨头部材料既经历了不均匀的磨损,也出现了周期性的塑性变形。这种波磨的特点是,既有磨损造成的表面光滑和光泽变化,也有塑性变形导致材料流动和结构变化。混合型波磨的形成机制可能涉及多种因素,包括轨道和车轮之间的相互作用、轨道不平顺、列车载荷分布等^[9-12]。

按波长固定机制和材料损伤机制,2012 年,Grassie 等^[13-16]基于以往的研究成果,对钢轨波磨进行了分类,具体分类如下:1) Pinned-Pinned 共振波磨:这种波磨通常与轨道结构的特定频率相匹配,导致轮对-轨道系统在特定条件下发生共振^[17-20]。2) 车辙型波磨:这类波磨的形成通常与钢轨接头、焊缝等轨头表面的不平整有关,通常在出现在曲线轨道低轨和直线线路的特定区域。近年来,针对此类波磨已有了有效的防治措施,通过摩擦调节剂、钢轨吸振器等措施,显著减轻了这一问题^[21-29]。3) 其他 P2 力共振波磨:这类波磨与 P2 力共振有关,

常见于重载线路以及埋入式有轨电车轨道等其他轨道类型。它在直线轨道和曲线轨道均有出现。这种波磨的主导频率通常在 50~100 Hz 之间，与车辆簧下质量和轨道刚度系统的共振频率相关。4) 重载波磨：这类波磨常见于钢轨连接处和表面不平顺区域。其频率范围在 30~100 Hz，波长约 200~300 mm。车辙型波磨的形成与 P2 力共振有关^[30, 31]。5) 轻轨波磨：这类波磨是一种超长波波磨，波长介于 500~1500 mm，通过频率在 50~100 Hz。它主要发生在轻轨线路。6) 与轨道形式相关的波磨：此类波磨受特定轨道构造的影响，不同的轨道结构可能会导致不同形态的波磨。例如，在北京地铁某线路，使用了两种不同的扣件系统：科隆蛋减振扣件和 DTVI2 扣件，均出现了钢轨波磨，但波长有显著差异，如图 1-2 所示。近年来，陈光雄等^[32-35]对此类波磨进行深入研究，取得了显著进展，提高轨道结构设计和材料性能，以及优化扣件系统，是控制和预防这类波磨的有效方法。



(a) 科隆蛋扣件轨道钢轨波磨

(b) DTVI2 扣件轨道钢轨波磨

图 1-2 不同扣件轨道钢轨波磨^[32]

1.2.2 钢轨波磨的理论模型

近些年，研究人员在深入理解钢轨波磨的成因基础上，结合轨道磨损特性、轮轨滚动接触的力学特性以及车辆-轨道系统的动态特性，开发了多种理论模型来预测钢轨波磨。基于这些理论模型，关于钢轨波磨问题研究的不断推进，研究范围从早期主要集中在频域分析，如对轮轨系统的频率响应进行研究，发展到了时域分析，即研究轮轨相互作用的动态过程。本节内容概述了现有的钢轨波磨理论模型，重点介绍了它们在频域和时域分析中的应用。

频域数值模型以线性形式分析车辆-轨道动态互动对钢轨初期磨损的影响。该模型基于移动不平顺的假设，该假设通过模拟车轮下钢轨表面的移动来捕捉轮轨间的相对运动。这种方法计算效率高，但是仅能反映钢轨波磨的形成初始

时的状态，不能预测钢轨波磨的发展。Frederick^[36]提出线性频域波磨理论模型，Valdivia^[37]也开发了相似的模型来阐述短波波磨的形成。这些模型基于轮轨相互作用和波磨发展的线性假设。在车轮的持续滚动作用下，钢轨表面的微小不规则逐渐加剧，逐步演变为明显的波磨。Tassilly 等^[38, 39]开发的钢轨波磨模型主要研究车轮与钢轨的初始粗糙度的磨损传递关系。结果指出，特定频率上的波磨加剧受轮轨蠕滑、钢轨表面初始不平顺及车轮与钢轨参数的影响。Hempelmann 等^[40]考虑了接触滤波效应，并对原有的线性模型进行了扩展。通过限制整体的波磨增长速率，得出了短波波磨主要是由垂向的 Pinned-pinned 共振引起的结论。Müller 等^[41]基于先前的线性模型，提出了一个新的假设，即固定车轮并模拟钢轨不平顺对轮轨接触的影响，研究车轮在轨道上的动态行为。Gomez 等^[42]基于线性模型，考虑轮对、钢轨和轨道支撑结构对波磨的影响，建立了包含制动机构的轮轨有限元模型。

时域数值模型涵盖线性与非线性类型，可以用于模拟轮轨接触的复杂动态，包括非线性几何形状、力学状态和材料变形。这些模型能够模拟钢轨波磨的形成和进展，但计算过程复杂且耗时^[43, 44]。Igeland 等^[45]在研究钢轨波磨产生时，采用了数值模拟方法，考虑轮轨接触的非线性特性。Nielsen 等^[46]采用非线性磨损模型研究直线轨道钢轨波磨。假定导向轮对的纵向滑动是磨损的主要来源，且与摩擦功成正比，轨道表面的磨损量是钢轨初始不平顺和轮对磨损的累积。Torstensson 等^[47-49]通过斯德哥尔摩地铁的长期监测和仿真分析，深入探讨了曲线轨道中钢轨波磨的发展。Wu 等^[50, 51]在研究轮轨瞬态动力学时，将轮轨接触的动态特性考虑到模型当中，采用准静态分析法确定了非稳态轮轨接触斑内的黏着与滑动的分布。此外，该模型还模拟了轨道在平滑的条件下，轮轨系统参数对钢轨波磨的影响。Meehan 等^[52, 53]开发了一个简化的钢轨波磨反馈模型，通过稳定性分析预测了多轮对作用下波磨的发展情况。基于反馈模型和稳定性分析，他们构建了一个数学表达式，将波磨与轨道参数相关联。通过优化这些关键参数，可以实现对钢轨波磨的有效控制。Shen 等^[54]利用非稳态二维方法和三维 FASTSIM 模型计算轮轨接触时的切向蠕滑力。通过将车轮的重复加载作为迭代过程，以此预测波磨的长期演变趋势。金学松等^[55, 56]构建了一个融合车辆-轨道耦合动力学、轮轨接触力学及钢轨磨损理论的波磨理论模型。并且基于该理论

模型, 结合实地测试和仿真分析, 深入探讨了中国各类轨道结构中的钢轨波磨问题^[57-60]。Vila 等^[61-63]通过结合柔性轨道、柔性轮对模型以及非赫兹/非稳态接触模型, 构建了一个更接近实际且更完整的时域模型。刘学毅等^[64, 65]在研究中综合分析了轮轨系统的多种振动模式, 包括垂向、扭转和弯曲振动, 以及这些振动模式相互作用导致的轮轨粘滑振动, 运用分形维数来量化钢轨波磨的磨损程度, 提出了一系列减缓钢轨波磨发展的策略。张立民等^[66]结合非线性振动理论与赫兹接触理论, 描述了钢轨波磨与轮轨纵向自激振动幅度和接触斑周长之间的关系, 并利用滚动振动试验台, 成功复现了钢轨波磨的实际情况。

1.2.3 钢轨波磨的形成机理研究

钢轨波磨是一个由多种因素共同作用导致的复杂现象, 其成因受到轨道结构、车辆特性、运营环境、材料特性和动力学因素等多方面的影响。由于不同国家的线路结构、车辆类型和运营环境存在显著差异, 钢轨波磨的形成机理呈现出多样性。因此, 尽管有多种理论被提出, 但目前尚未形成统一的认知^[67]。

钢轨波磨的周期性特征导致早期研究倾向于将其归因于系统振动。因此, 许多后续研究致力于探究振动的起因。同时, 也有观点将波磨的形成可能与钢轨表面的不均匀磨损和塑性变形有关, 但是相关理论尚未广泛认可。目前, 学术界普遍认同的理论模型包括波长固定机制和材料损伤机制^[14, 15]。如图 1-3 所示, 车辆-轨道系统中由初始表面缺陷或系统不稳定性引起的振动(波长固定机制), 会导致轮轨间的动态力交互, 从而可能引发不均匀磨损或钢轨表面的塑性变化(材料损伤机制), 最终形成明显的钢轨波磨。这一模型揭示了车辆-轨道系统动力学、轮轨接触力学以及材料损伤之间的相互作用和循环反馈机制。

自 20 世纪 80 年代以来, 钢轨短波波磨问题逐渐变得显著, 引起了广泛关注。这一时期, 随着铁路运输速度的提升和新型车辆的引入, 短波波磨现象在铁路轨道上变得更加普遍。1984 至 1988 年, Brockley 等^[68-70]提出轮轨系统摩擦自激振动是钢轨波磨形成的关键因素之一。此外, 他们还提出了利用磨耗功率预测波磨发展的新方法。1996 年, Baumann 等^[71]分析了钢轨材料的微观结构, 发现在波磨波峰区域的摩擦阻力比波谷区域要高, 这种差异导致波峰处的白层磨损加剧。由于新形成的白层较为脆弱, 它容易形成裂纹并最终脱落, 而珠光体材料则在接触表面发生塑性变形。这一过程加剧了钢轨表面的不均匀磨损,

进一步促进了波磨的发展，加剧了钢轨的磨损。2000 年，Müller等^[72-74]通过使用线性模型，探讨了轮轨滚动接触的滤波效应。发现轮轨间的滚动接触激发轮轨系统的高频振动，通过增加轨道系统的阻尼，可有效减轻轮轨接触引起的自激振动效应。2002 年，Böhmer 等^[75]通过有限元分析方法探究了塑性变形对钢轨波磨的影响，分析了轨道表面的动态赫兹接触应力，发现在磨损和变形作用下，钢轨波磨最终会趋于稳定。在 21 世纪初，东京大学的 Suda 等^[76-83]通过滚动模型试验台研究了钢轨波磨的形成机制。他们发现波磨的波长与轨道-车辆系统的共振频率相关，且系统振动与波磨激励之间存在相位差。研究还揭示了曲线波磨主要由轮轨黏滑滚动引起，通过调整系统阻尼、列车速度和共振频率可以抑制波磨。

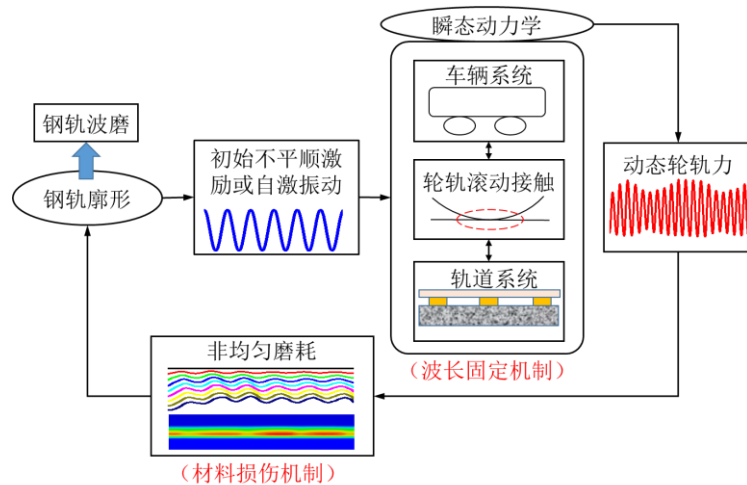


图 1-3 波磨形成反馈机制

1996 年，刘学毅^[84]在回顾了多年的研究成果后，提出了钢轨波磨形成机制的两大类：动力类和非动力类。动力类机制将波磨归因于系统在外力作用下的共振、反馈或自激振动；非动力类机制则认为波磨与振动无关，而是由于材料磨损不均或塑性变形所致。2016 年，金学松等^[67]在刘学毅的波磨机理分类基础上，结合国内外资料，将波磨成因分为反馈振动理论、自激振动理论和其他理论。自激振动理论强调轨道的固有特性对波磨形成的影响；反馈振动理论认为波磨由轨道初始不平顺引发并随时间加剧；其他理论涵盖残余应力、接触疲劳等非主要波磨成因。

目前，没有一个统一的理论能够完全解释钢轨波磨的所有现象。特别是在地铁线路上，结合现场条件和轮轨瞬态滚动接触特性的研究还不够充分。虽然

轮轨系统的接触共振被认为是波磨形成的主要因素^[67]，但其如何具体影响钢轨波磨的分布和发展趋势仍然是一个未解决的问题。因此，本文旨在结合地铁线路的实际钢轨波磨情况，考虑地铁列车运行时的轮轨接触和轨道-车辆系统的高频振动，以深入研究地铁线路短波波磨的成因。

1.3 本文研究的主要内容与章节安排

钢轨波磨是铁路工程中一个长期存在的挑战，其复杂的形成机制涉及多种因素，包括轮轨材料特性、轨道结构、车辆动力学等。尽管目前在理论和实践上取得了一定的进展，但仍未形成一个普适的解决方案，以彻底根除所有类型的波磨问题。不同类型波磨的形成机理各异，因此难以用单一方法彻底解决。车辆运行速度的提升和轴重的增加，对地铁系统的轨道结构提出了更高的要求，因此深入研究地铁钢轨波磨，对于理解其成因并制定减缓措施至关重要。

本文针对地铁线路轮轨系统的特性，构建了三维轮轨系统有限元模型，主要研究地铁轮轨瞬态滚动接触的分析方法、钢轨表面不平顺引起的轮轨垂向高频振动特征以及地铁线路上短波波磨的形成机理。本文技术路线如图 1-4 所示，各章节的具体研究内容安排如下：

第 1 章：阐述了在轨道交通快速发展背景下钢轨波磨问题的普遍性。从钢轨波磨分类、模型构建及形成机理等维度，回顾了国内外在该领域的研究进展。分析了当前地铁系统中钢轨波磨研究中遇到的主要挑战。明确开展地铁轨道-车辆系统瞬态研究的重要性，为后续章节的进一步探究指明方向。

第 2 章：根据地铁车辆和轨道实际参数，建立地铁轮轨瞬态滚动接触有限元模型，改进传统的隐式-显式算法相结合的轮轨瞬态滚动接触的分析方法，对车轮在平滑轨道上的滚动过程进行分析，验证了改进模型的可靠性、准确性和优越性，为后续章节研究地铁轨道-车辆系统的动力学分析提供理论支持。

第 3 章：通过改进的轮轨系统数值模型研究轨道凹坑不平顺激励对地铁轮轨系统动态响应的影响，通过构建包含凹坑不平顺的轮轨系统模型，分析车轮通过凹坑前后轮轨间的动态响应，并探讨其与地铁短波波磨形成的关系。

第 4 章：利用轮轨瞬态滚动接触有限元模型，分析了钢轨波磨对轮轨系统动态响应的影响，以及波磨波长、波深以及扣件参数对轮轨动态响应的影响。

第 5 章：基于复特征值分析，探讨地铁小半径曲线低轨上钢轨波磨的形成原因，以及车轮结构对轮轨系统稳定性的影响，并针对小半径曲线轨道上的短波波磨提出控制策略。

第 6 章：总结本文地铁短波波磨相关研究工作，并对未来的研究方向提出了展望。

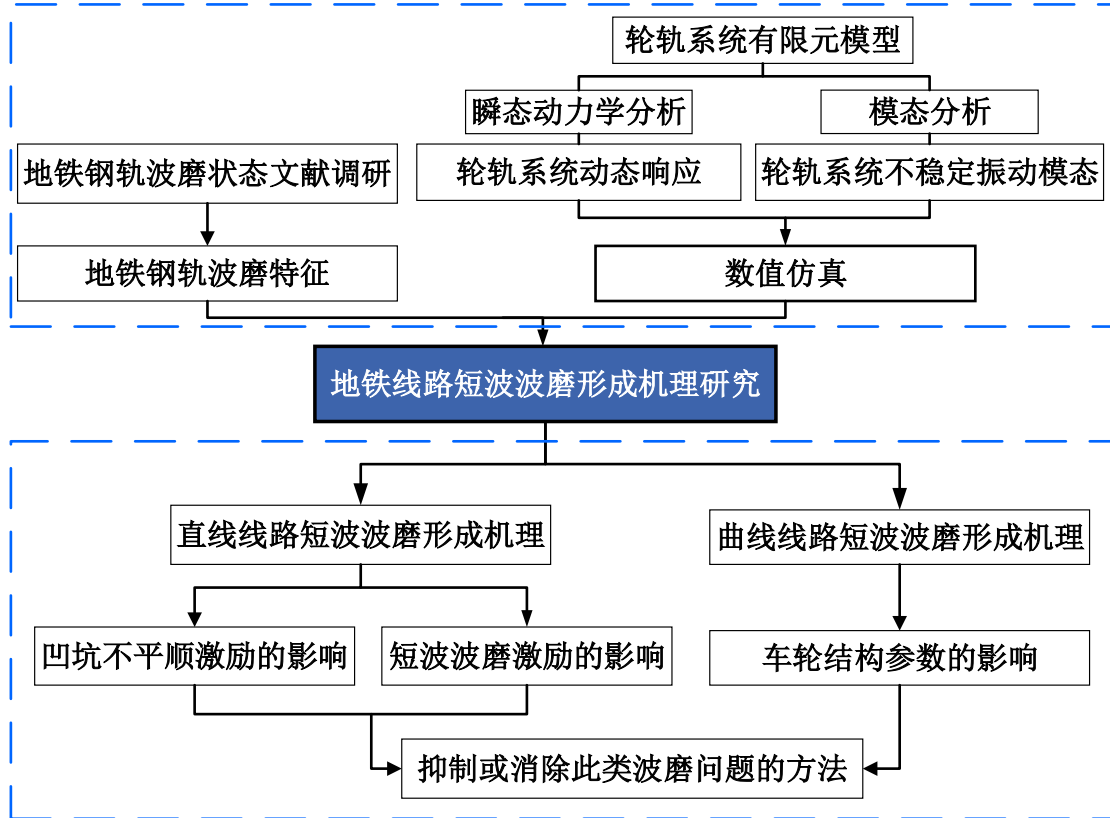


图 1-4 论文技术路线图

第 2 章 三维轮轨瞬态滚动接触有限元模型

近年来，随着计算机技术的迅速发展和计算能力的显著提升，有限元分析（FEA）软件在工程和科学研究中的应用变得越来越普遍。特别是在轨道交通领域，使用有限元分析软件来模拟和分析轮轨间的瞬态滚动接触响应，已成为一个热点研究领域。这主要是因为轮轨系统的动态相互作用对于确保铁路车辆的运行安全和舒适性至关重要。本章基于有限元软件 ABAQUS，采用了隐式-显式算法相结合的方法，建立了地铁三维轮轨瞬态滚动接触有限元模型。该模型考虑了轮轨的实际接触几何，使用显式积分算法来模拟轮轨的瞬态滚动接触过程。通过对比实测数据与仿真数据，确保分析结果的可靠性，为探究轮轨瞬态滚动接触过程以及短波波磨形成机理提供理论依据。

2.1 轮轨瞬态滚动接触模型概述

本节利用 ABAQUS 有限元分析软件，结合隐式-显式算法相结合的计算方法，构建了地铁三维轮轨瞬态滚动接触的有限元模型。该模型考虑了轮轨材料和边界条件的非线性特性以及轮轨系统的实际参数，模拟了高速运行下车轮在钢轨表面上滚动接触的过程。

地铁车辆系统包括车体、构架和轮对，其中车体与构架通过二系悬挂连接，而构架与轮对通过一系悬挂连接。这些悬挂系统具备阻尼结构，旨在抑制轮轨间耦合系统产生的高频振动。因此，在一般情况下，车体和构架结构很少受到高频振动的影响。地铁轨道结构由钢轨、扣件系统、轨道板等组成。当轨道表面出现不规则或不均匀的几何形状的不平顺时，会导致轮轨系统的动态响应的剧烈变化。这种不平顺主要可分为两类：局部不平顺和周期不平顺。局部不平顺通常由轨道特殊结构或在铺设过程中的误差引起，如接头焊缝、道岔和凹坑等。周期不平顺则指轨道几何形状呈现某种特定波长的周期性波动，如钢轨波磨，打磨痕迹等。

图 2-1 所示为三维轮轨瞬态接触有限元模型。该模型旨在探究直线线路上轮轨瞬态滚动接触的过程，模型由车轮、轨道和轨道板构成。直线线路上的轮轨

瞬态滚动接触响应特征在于轮对的横向运动和侧滚角接近于零，在这种状态下，车辆-轨道系统的左侧和右侧在中心纵垂面上是镜像对称的。为减小模型规模，因此只建立了一半的车轮和轨道模型。

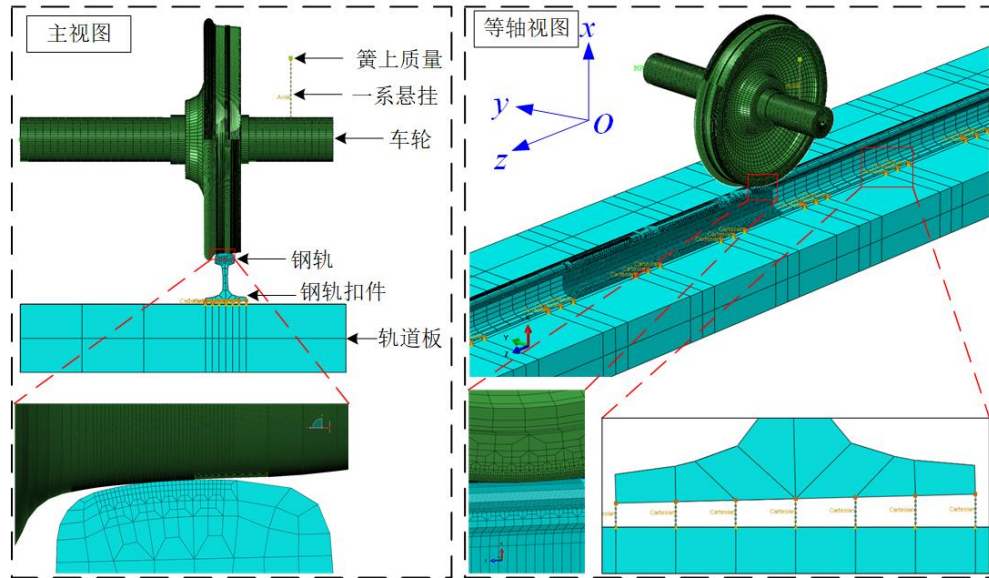


图 2-1 三维轮轨瞬态滚动接触有限元模型

我国地铁车辆型号繁多，尽管它们的基本结构相似，但是具体参数也存在一定的差异。此外，不同轨道系统结构参数也存在差异。在建立地铁车辆-轨道系统轮轨瞬态滚动接触有限元模型的过程中，为了与实际现场的数据进行对比，从而验证仿真模型分析的准确性，本文选取了与实际情况一致的车辆与轨道的主要参数。具体而言，车轮踏面采用了 LMA 型，车轮的直径为 840 mm，轨道则采用 CHN60 型的钢轨，同时设置了 1/40 的轨底坡。有关轮轨系统数值模型的其他相关参数详见表 2-1。

在实际建模过程中，考虑到钢轨的实际长度近似为无限长，同时为了避免端部应力波效应带来的影响，钢轨和轨道板的长度设置为 15.2 m。轨道与轨道板通过减振扣件连接，其中扣件包含了 25 组，每组扣件由 21 组弹簧阻尼单元组成。在车辆模型的构建中，由于车体和转向架对高频轮轨相互作用的影响可以忽略不计，因此本研究将车辆的一系悬挂以上的所有结构考虑为一个集中质量点。这个质量点通过一组模拟一系弹簧的弹簧阻尼单元与车轴相连。为了确保质量点的运动能够准确地反映车辆的实际运动情况，模型中将质量点的纵向和横向运动与车轴的运动进行了耦合，这样的耦合方法能够更真实地模拟车辆在轨道上的运动特性。一系悬挂参数和钢轨扣件参数如表 2-2 所示。

表 2-1 轮轨系统构件参数

结构	参数	数值
轨道	扣件间距 / mm	625
	密度 / $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$	7800
	弹性模量 / GPa	210
	泊松比	0.3
车轮	密度 / $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$	7800
	弹性模量 / GPa	210
	泊松比	0.3
	密度 / $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$	2400
轨道板	弹性模量 / GPa	34.5
	泊松比	0.25

表 2-2 钢轨扣件及一系悬挂参数

结构	参数	数值
一系悬挂	垂向刚度 / $\text{MN}\cdot\text{m}^{-1}$	0.98
	垂向阻尼 / $\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$	8200
	垂向刚度 / $\text{MN}\cdot\text{m}^{-1}$	12.07
	垂向阻尼 / $\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$	1360
科隆蛋扣件	横向刚度 / $\text{MN}\cdot\text{m}^{-1}$	7.58
	横向阻尼 / $\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$	970
	纵向刚度 / $\text{MN}\cdot\text{m}^{-1}$	7.58
	纵向阻尼 / $\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$	970

整体坐标采用笛卡尔坐标系 $Oxyz$ (x 、 y 、 z 分别代表轨道的垂向、横向、纵向)。通过设置合适的边界条件以描述车轮滚动过程。轨道板和车轮中心平面沿着 y 方向对称约束，轨道与轨道板端面以及轨道板底面采用固定约束；在隐式分析过程中，将簧上质点横向 y 和纵向 z 的自由度约束，在显式动力学分析中仅约束其横向 y 的自由度。

车轮、轨道和轨道板由 8 节点六面体缩减积分单元离散，轨道滚动区域长度为 1.5 m，采用细化网格，钢轨滚动接触区和车轮胎面离散为 $1.1\text{ mm}\times 1.1\text{ mm}$ 大小的单元网格，以精确求解轮轨滚动接触解。在接触区域以外的部分均采用粗网格划分，有限元模型共包括 1034693 个节点和 897526 个单元。轮轨接触采用基于罚函数的“面-面”接触算法求解。轮轨间的摩擦系数在正常干燥的情况下，摩擦系数一般在 0.4~0.65 范围内，本文将轮轨间的摩擦系数设置为 0.4。

2.2 改进隐式-显式算法相结合的轮轨瞬态滚动接触分析

隐式-显式算法相结合的轮轨瞬态滚动接触有限元分析是一种较新的分析方法，采用显式动力学分析可计算轮轨间的动态接触力、应力及应变，然而传统的隐式-显式算法相结合的轮轨瞬态接触分析方法存在分析效率低下的不足。为此，本节提出了一种改进的隐式-显式算法相结合的有限元分析方法，以克服传统分析方法的不足。

2.2.1 传统的轮轨瞬态滚动接触响应分析方法

采用有限元方法求解轮轨动力学问题时，会利用中心差分法对常微分方程进行时间上的离散化显式积分，这种方法的关键在于将轮轨动力学方程在特定时间点 t 上进行离散化处理，以实现系统动力学行为的精确数值模拟。通过这种离散化处理的过程，能够有效利用数值方法求解微分方程，获得在时域上的数值解，从而深入理解系统在不同时间点的行为演变。在时间 t 处轮轨动力学方程可表示为：

$$\mathbf{M}^t \ddot{\mathbf{x}} = \mathbf{P}^t - \mathbf{I}^t + \mathbf{F}^t \quad (2-1)$$

其中 $\mathbf{M}$ 是质量矩阵， $\mathbf{P}$ 为外力载荷， $\mathbf{I}$ 为单元内力， $\mathbf{F}$ 为接触力， $\ddot{\mathbf{x}}$ 为节点加速度，利用中心差分法对轮轨动力学常微分方程显式积分，增量 $i+1$ 处位移 $\mathbf{x}$ 为：

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}}^{(i+\frac{1}{2})} &= \dot{\mathbf{x}}^{(i+\frac{1}{2})} + \frac{\Delta t^{(i+1)} + \Delta t^{(i)}}{2} \ddot{\mathbf{x}}^{(i)} \\ \mathbf{x}^{(i+1)} &= \mathbf{x}^{(i)} + \Delta t^{(i+1)} \dot{\mathbf{x}}^{(i+\frac{1}{2})} \end{aligned} \quad (2-2)$$

其中 Δt 是时间增量，由于时间步长很短，适合计算高速运行下的轮轨瞬态滚动接触问题。因此在轮轨瞬态滚动接触响应的计算中，通常利用有限元软件进行显式动态分析。这种显式计算方法由于其增量步小，适合计算轮轨间的瞬态滚动接触过程，但是如果直接通过显式算法求解轮轨瞬态滚动接触解，由于在一开始轮轨间的接触还未达到平衡状态，计算通常无法收敛。所以传统分析方法对轮轨瞬态滚动接触过程进行模拟时，会利用隐式算法计算轮轨系统的静平衡过程，然后再利用显式算法模拟轮对在钢轨上的瞬态滚动的过程。

图 2-2 所示为传统的轮轨瞬态滚动接触模拟方法的分析步骤，轮轨瞬态滚动接触过程通过显式动力学进行分析。为了防止初始时刻加载的冲击，在第一个

分析步中通过隐式静力学分析对轮轨系统施加重力载荷，在重力的作用下，轮轨之间会建立较为稳定的接触，并得到稳定的位移场。在第二个分析步中，将静态分析获得的位移场导入动力学分析中，使其作为动力学分析的初始条件。在这个步骤中的初始时刻，在车轮上预加载角速度 ω 和平移速度 v ，并在车轴上施加一个随时间变化牵引力矩 T 以模拟车辆的驱动。

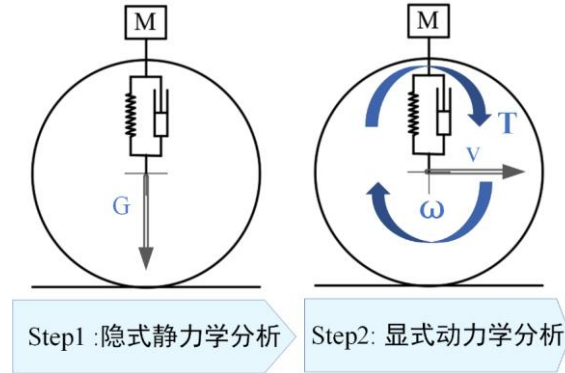


图 2-2 传统隐式-显式算法相结合的分析过程

然而，在这种分析方式中，隐式分析位移场作为显式动态分析的初始位移场并未考虑离心力的影响。在显式动态分析的初始时刻中，突然施加的转速带来的冲击会导致初始轮轨接触力的波动。为了解决这一问题，通常需要设定较长的动态松弛区以削弱这种初始扰动带来的影响。如图 2-3 所示，通常动态松弛区长度设置在 2.4 m 左右，使其在一定程度上去除这种初始扰动带来的影响，之后才能求解到较为可靠的轮轨接触解。由于轮轨瞬态滚动接触模型的单元规模庞大，且显式分析时间步长非常短，即便利用高性能工作站（3.30GHz Intel Core i9-10940X CPU, 96.0 GB RAM），从开始到求解区，至少需要耗费 20 个小时。巨大的计算成本浪费在动态松弛区域，严重影响了研究的进展。

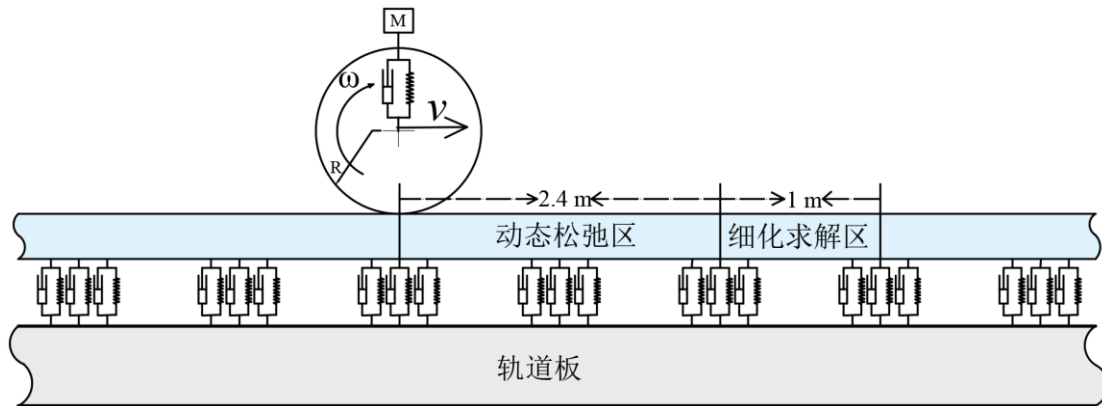


图 2-3 传统方法显式动力学分析过程

2.2.2 改进的轮轨瞬态滚动接触响应分析方法

针对传统的分析方法的不足之处，本节提出了一种可以快速收敛的轮轨瞬态滚动接触有限元分析方法，其分析过程分为四个步骤，如图 2-4 所示。

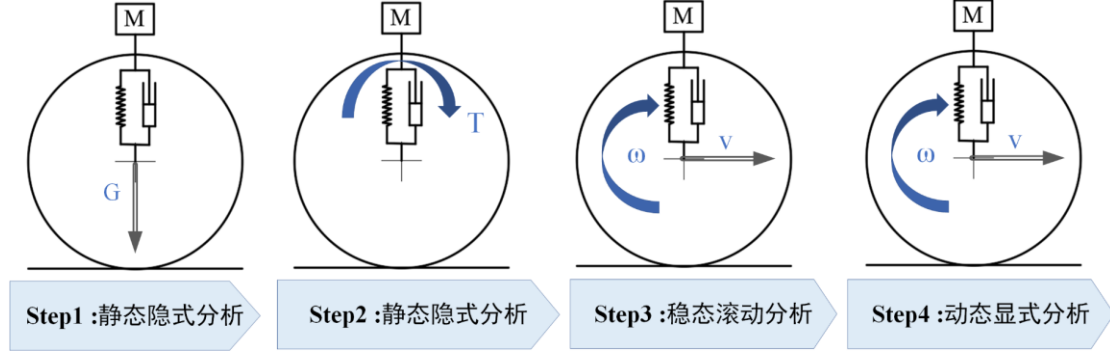


图 2-4 改进的隐式-显式算法相结合的分析过程

首先通过隐式静力学分析对轮轨系统施加重力，确保系统达到静态平衡状态。接着，在隐式静态分析的第二步，在车轴上施加一个牵引力矩。为了避免离心力引起的初始扰动，在分析的第三步，对轮轨系统进行稳态传输分析，通过混合拉格朗日-欧拉算法为车轮施加一个固定的转速。欧拉方法用以描述轮对绕车轴的刚性转动，拉格朗日方法用以描述轮对的变形。该算法的特点的在于车轮在运算过程中并不发生实际的旋转，而是材料在单元中流动。若车轮以旋转速度 ω 绕着车轴旋转，以速度 V 平动，车轮上的一个质点从位置 X 移动到位置 Y 时，位置 Y 则可以表示为：

$$Y = R_s \times X \quad (2-3)$$

其中 R_s 是旋转矩阵：

$$R_s = \begin{bmatrix} \cos \omega t & -\sin \omega t & 0 \\ \sin \omega t & \cos \omega t & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2-4)$$

若变形 $y(t)$ 可以表示为刚体旋转 $Y(t)$ 的函数，即 $y = \chi(Y, t)$ ，然后，质点的速度可以写成：

$$v(Y, t) = \dot{y} = \frac{\partial \chi}{\partial Y} \frac{\partial Y}{\partial t} + \frac{\partial \chi}{\partial t} \quad (2-5)$$

其中 $\frac{\partial Y}{\partial t} = \dot{R}_s \cdot X = (\omega \times R_s) \cdot X = \omega(T \times Y)$ 。设 $S = \frac{(T \times Y)}{|Y|} = \frac{T \times Y}{R}$ ， R 是质点在分析时的名义滚动半径。所以，式(2-5)可以简化为：

$$v(Y,t) = \dot{y} = \omega R \frac{\partial \chi}{\partial Y} \cdot S + \frac{\partial \chi}{\partial t} \quad (2-6)$$

在稳态滚动的情况下， $\partial \chi / \partial t = 0$ 。因此 $v(Y,t) = \dot{y} = \omega R \frac{\partial \chi}{\partial Y} \cdot S$ ，所以这个质点的整体速度为：

$$v = v_0 + \omega R \frac{\partial \chi}{\partial S} \quad (2-7)$$

利用混合拉格朗日-欧拉算法对轮轨系统进行稳态传输计算中，考虑了车轮旋转对轮轨系统刚度矩阵和节点位移的影响，减轻了从隐式分析到显式分析过程中突然施加转速带来的影响。最后将隐式分析得到的稳态位移场作为初始条件输入显式动力学分析模型中，并给簧上质量点和车轮设定初始前进速度，同时在轮轴上施加转矩以提供持续的滚动牵引，从而求解轮轨的瞬态滚动接触问题。

改进的分析方法与传统的分析方法区别主要在于第二步给车轮添加了一个旋转的加速度，从而在计算轮轨接触时，将离心力作用下的轮对的应力应变和位移考虑到隐式分析步中，降低了由隐式分析导入到显式分析时离心力带来的初始扰动。在传统的分析方法中这种由于初始扰动带来的影响则需要通过动态松弛区来缓解，该过程非常耗时，并且其收敛速度受运行速度影响很大，对于更高速度的模拟需要更长的动态松弛区才能收敛^[85]。

本文基于改进后的模型对地铁直线线路上轮轨瞬态滚动接触过程进行了模拟，该模型求解轮轨瞬态滚动接触解效率高，可以在很短的时间内达到稳定的状态。如图2-5所示，在仿真的初始阶段就可以求解到稳定的轮轨瞬态滚动接触解，这在本文后面会具体分析。

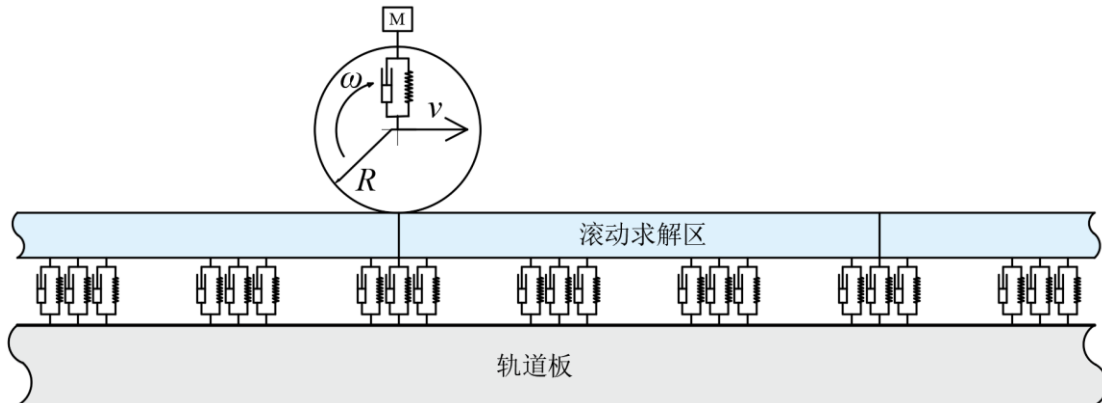


图 2-5 改进方法显式动力学分析过程

2.3 模型可行性分析

2.3.1 轮轨系统能量分析

能量输出用于检验显式动力学模型的可靠性。伪应变能与总内能的比值是表征缩减积分单元沙漏效应的重要指标。伪应变能越大，表明网格失真越严重，仿真结果越不可靠。通常来说，缩减积分单元中与沙漏控制相关的伪应变能应小于总内能的 1%，才能获得可信的结果。此外，由于能力守恒，系统的总内能的在模拟过程的能量是守恒的。本节对改进的显式动力学模型能量进行了输出，如图 2-6(a)所示，伪应变能占总应变能的比例最大值不超过 0.11%。图 2-6(b)所示的总内能几乎是不变的，可以看出，改进的模型在能量输出方面可以满足以上要求，沙漏在可控的范围内。

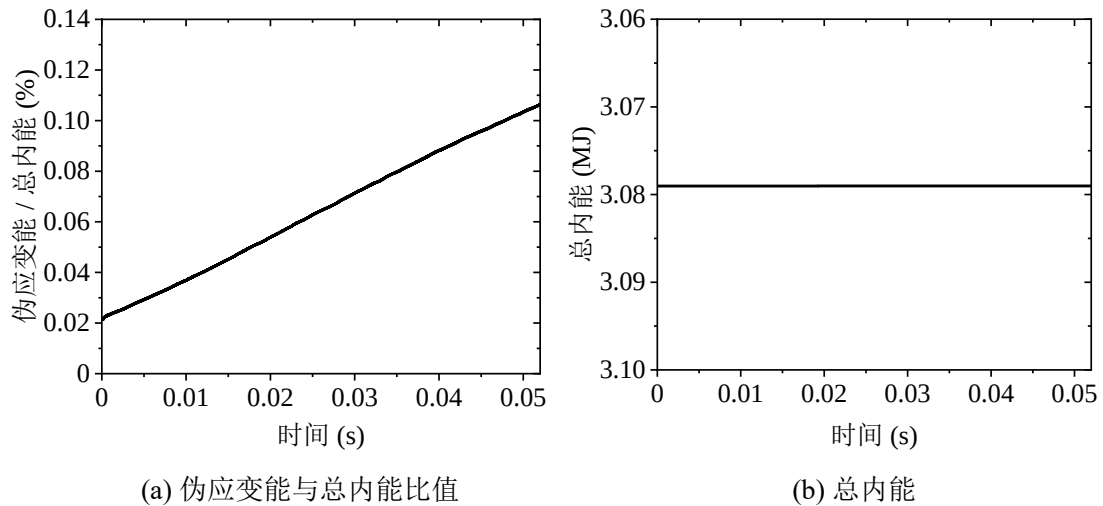


图 2-6 显式动力学分析过程中能量随时间变化曲线

2.3.2 轮轨接触应力分布

图 2-7 所示为当车轮稳定滚动于钢轨上，在 0.038 s 时接触斑内的应力分布情况。图 2-7(a)为接触应力，接触斑的形状为椭圆，长轴和短轴分别为 14 mm 与 9.5 mm，最大接触应力约为 1197 MPa。图 2-7(b)为纵向剪切应力，其应力值分布并不对称，应力最大值在前进方向后方偏向轮缘的一侧，最大值约为 317.5 MPa。接触斑内沿纵向的应力分布如图 2-7(c)所示，为了便于比较，静态接触应力也绘制在图中。结果表明，静态接触分析时的最大应力值大于动态分析时的最大接触应力。这种差异在传统的分析方法中表现为显式动力学分析的初始阶段存在较大的初始扰动。而改进的方法在隐式分析中将车轮加速的过

程应用在其中，避免了隐式分析向显式分析传输时轮对接触斑内应力不同的冲突。通过对比滑动摩擦力与纵向剪切应力，发现轮轨纵向剪切应力在 $x=3\text{ mm}$ 时达到最大值 345 MPa，达到库伦摩擦极限。当 $x>3\text{ mm}$ 时，其曲线各点均小于库伦摩擦极限，表明在轮轨接触斑内各点均未发生相对滑移，处于黏着状态。当 $x<3\text{ mm}$ 时，其曲线各点均达到库伦摩擦极限，说明在接触斑内各节点均发生相对滑移。可以看出，车辆在平滑轨道上行驶时，轮轨间处于黏滑状态，这也与实际情况一致，说明该数值模型分析结果具有可靠性。

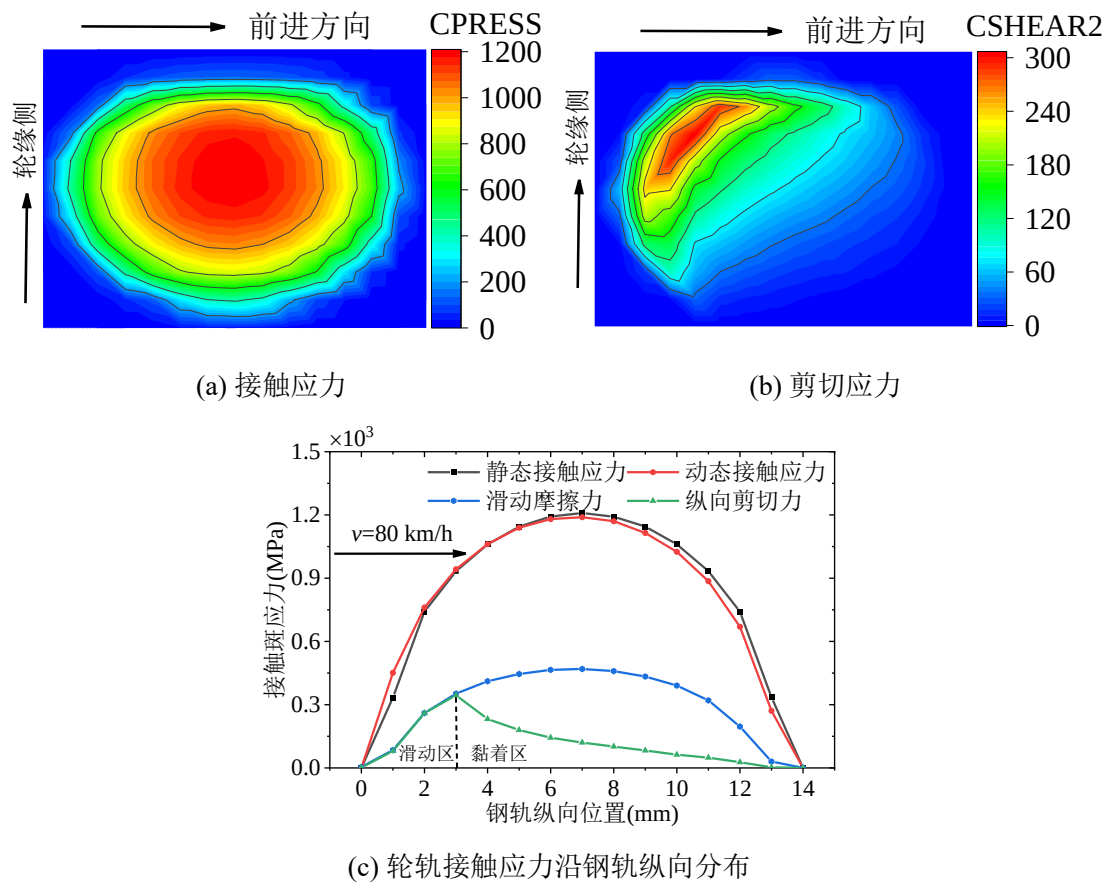


图 2-7 轮轨接触应力在接触斑内沿纵向的二维分布

2.3.3 改进分析方法与传统分析方法的对比

本节利用所构建的地铁轮轨系统有限元模型，分别采用传统的分析方法和改进的分析方法对地铁直线线路上轮轨瞬态滚动过程进行模拟。图 2-8 所示为轮轨垂向接触力随时间的变化，车辆运行速度设置为 80 km/h，可以看出，两种分析方法结果差异明显，传统的分析方法在初始阶段轮轨垂向接触力出现了较强的波动，而改进的方法则快速收敛到了稳态值，大小约为 76 kN。使用传统方法得到的轮轨垂向接触力则在 76 kN 范围内上下波动，在初始阶段振幅达到了

15 kN。随着车轮的不断前进，振幅逐渐减小，到 1.4 m 处，振幅在 3 kN 上下波动，可以看出轮轨垂向接触力是逐渐趋于稳定的。而使用改进方法得到的轮轨接触解从开始到结束轮轨垂向接触力的波动幅值都在 1 kN 以下，可以认为轮轨接触力已经稳定，满足对轮轨瞬态滚动接触的求解要求。

由此可见，改进的模型在求解轮轨瞬态滚动接触力具有很大的优势。对于传统模型来说，1.4 m 的动态松弛区明显不能使轮轨间的接触解收敛到稳态值，只有继续增加动态松弛区的长度，轮轨垂向接触力才可以趋于稳定。改进的模型在隐式分析中添加了转速，这一调整使得显式分析中的位移场在初始阶段就已经纳入了离心力的影响。因此，改进模型的轮轨垂向接触解从初始时刻起便进入了稳定状态。

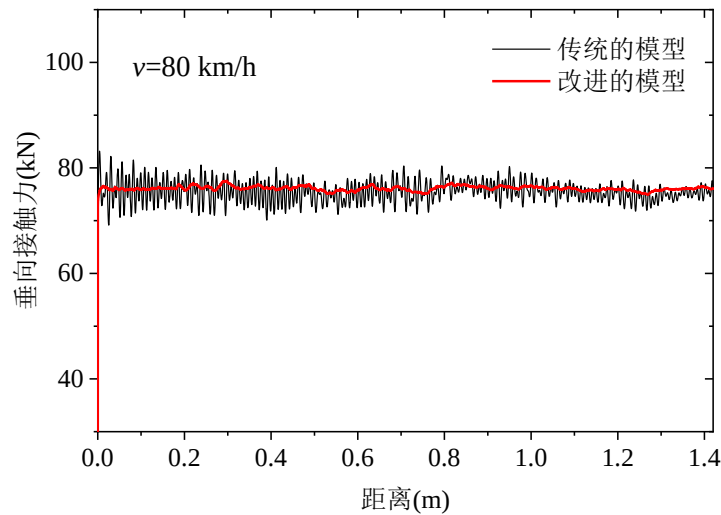


图 2-8 时域下的轮轨垂向接触力对比

通过快速傅里叶变换（FFT）将轮轨垂向接触力时域响应变为频域下的响应，如图 2-9 所示，可以看出两种方法主导振动的峰值频率存在差异。其中为 153 Hz 的峰值频率在两种分析方法中都出现了，这一峰值频率刚好扣件的通过频率一致，表明该峰值频率是由离散的扣件引起的。此外，使用传统方法得到的结果还有两个更大的峰值频率，分别为 2153 Hz 和 3191 Hz。然而这两种峰值频率在改进的模型分析结果都未出现或数值很小，显然，这两种峰值频率都是由初始扰动引起的，在传统的分析方法中需要设置一定长度的动态松弛区才能使其衰减。在改进的分析方法中，由于在显式动力学分析之前通过给车轮施加了转速避免了这种初始扰动带来的影响，提高了分析结果的准确性和可靠性。

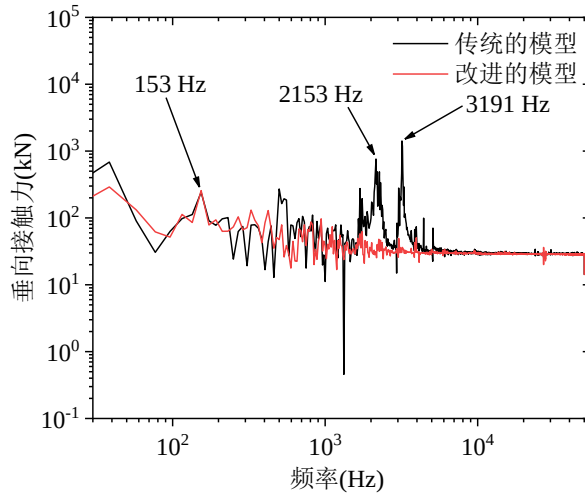


图 2-9 频域下的轮轨垂向接触力对比

以上结果表明，通过隐式-显式算法相结合的轮轨滚动接触分析可以很快的得到轮轨间的接触力响应情况，并且数值可靠，可作为轮轨力响应分析的依据。

2.4 本章小结

本章基于 ABAQUS 软件隐式-显式算法相结合的方法构建了轮轨瞬态滚动接触有限元模型，并对传统的分析方法进行了改进。分别对传统分析方法与改进的分析方法进行了瞬态滚动接触分析，模拟了地铁车辆在平滑直线轨道上滚动的过程。从时域和频域内分析轮轨垂向接触力的响应，最后分析了轮轨接触斑内应力分布以及车轮滚动过程中能量变化，得到的主要结论如下：

（1）车轮在滚动的过程中，轮轨接触斑内呈黏滑分布状态。能量分析结果表明，人工应变能占总应变能的比例最大值不超过 0.11%，系统总内能几乎不变，满足显式动力学分析的需求。

（2）传统分析方法中轮轨垂向接触力在初始阶段出现较大振动，其振动主导峰值频率为 2153 Hz 和 3191 Hz，需要较长的动态松弛区才能使其收敛。而改进的模型，在隐式分析中对车轮施加了一个加速的步骤，避免了在显式分析中突然施加转速带来的初始扰动。轮轨间的垂向接触力能够迅速收敛到稳态值，并且在之后分析过程都不会出现明显的波动。

第 3 章 地铁直线轨道短波波磨成因研究

地铁上的钢轨波磨以短波波磨为主，波长范围通常在 30~80 mm 之间，波深范围通常在 30~100 μm 。值得注意的是，短波波磨通常发生在小半径曲线轨道上，在直线轨道较为少见。然而，使用了科隆蛋扣件的直线轨道上常出现严重的钢轨波磨，通常为波长范围在 40~50 mm 之间的短波波磨。目前，对短波波磨的形成机理研究并不充分，无法从根源上消除短波波磨的产生^[86]。本章基于改进的轮轨瞬态滚动接触有限元模型研究了凹坑不平顺激励下的轮轨动态响应，探究了直线轨道上短波波磨的成因。

3.1 轨道表面不平顺对地铁轮轨动态响应的影响

在正常的铁路运行状态下，轨道表面通常存在着各种不平顺，例如钢轨擦伤、波磨、焊接接头、车轮擦伤等。图 3-1 所示为不同程度钢轨上的凹坑不平顺，在实际运行中，这些轮轨表面的不规则性会引发轮轨结构的高频振动。当这些振动的频率接近轮轨结构的固有频率时，可能引发轮轨系统的共振，导致轮轨结构以相似频率周期性振动，从而加剧轮轨的磨损。本节将研究凹坑不平顺激励对轮轨系统高频动态响应的影响。轨道表面的不平顺主要引起垂向的高频振动响应，因此，本节主要以轮轨垂向接触力响应为研究指标。



图 3-1 钢轨表面的凹坑不平顺^[87]

上一章节构建了地铁轮轨瞬态滚动接触的有限元模型，该模型可准确模拟轮轨系统的动态行为。为进一步探索轨道表面不平顺，特别是凹坑不平顺对轮轨系统动态响应的影响，本节对模型进行了关键的改进。通过修改轨道表面节点坐标，将轨道表面凹坑不平顺的几何特征引入到模型中，建立包含凹坑不平顺的地铁轮轨系统有限元模型。对于凹坑不平顺的模拟，忽略凹坑不平顺的随

机不规则，将凹坑在纵向上的几何形状简化为包含一个波长的正弦波，而在横向上的振幅分布呈现出抛物线分布，凹坑不平顺上节点的垂直坐标表示为：

$$x = \frac{A}{2} \left\{ 1 - \cos \left[\frac{2\pi}{\lambda} (z - z_{\min}) \right] \right\} \quad (3-1)$$

$$A = -\frac{2A_{\max}}{(y_{\max} - y_{\min})^2} \left(y - \frac{y_{\min} + y_{\max}}{2} \right)^2 + \frac{A_{\max}}{2} \quad (3-2)$$

式中， A 为振幅， $A_{\max}$ 为最大振幅。 z 为节点的纵向坐标， $z_{\min}$ 为凹坑不平顺几何形状起始位置的纵向坐标。 λ 是凹坑不平顺的波长。 y 为横向坐标， $y_{\max}$ 和 $y_{\min}$ 分别为最大横向坐标和最小横向坐标。图 3-2 为将凹坑不平顺引入有限元模型后的结果，其凹坑波长为 10 mm，波深为 0.1 mm，为了便于观察，图中对凹坑不平顺部分进行了放大，缩放因子为 5。

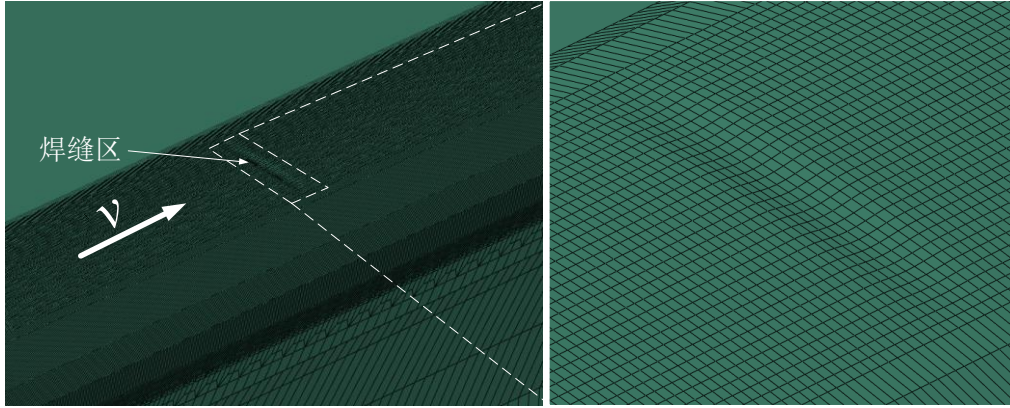


图 3-2 钢轨凹坑不平顺有限元模型

图 3-3 所示为列车以 80 km/h 的速度通过波长为 50 mm、波深最大为 0.1 mm 的凹坑不平顺前后轮轨垂向接触力的动态响应情况。可以看出，车轮通过凹坑区域前，轮轨间的垂向接触力稳定在 76 kN。当车轮通过凹坑不平顺区段时，轮轨垂向接触力出现了显著的波动。并且，车轮在通过凹坑不平顺之后，轮轨力产生了强烈的振动，垂向接触力的瞬态冲击力峰值甚至达到了 110 kN，约为轮轨稳定接触时接触力的 1.5 倍。

对车轮通过凹坑不平顺后的自由振动阶段的轮轨垂向接触力响应进行了快速傅里叶变换。图 3-4 所示为车轮在通过凹坑不平顺后垂向接触力的频域响应，其峰值频率为 457 Hz，恰好介于直线科隆蛋扣件轨道上波长在 40~50 mm 的短波波磨的通过频率的范围内。

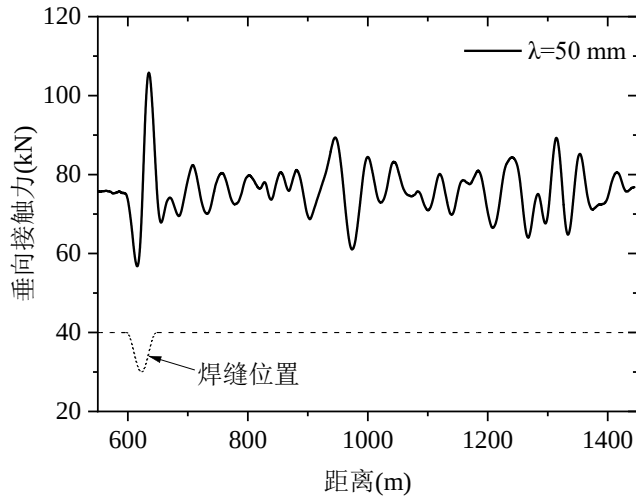


图 3-3 凹坑不平顺激励下的垂向接触力时域响应

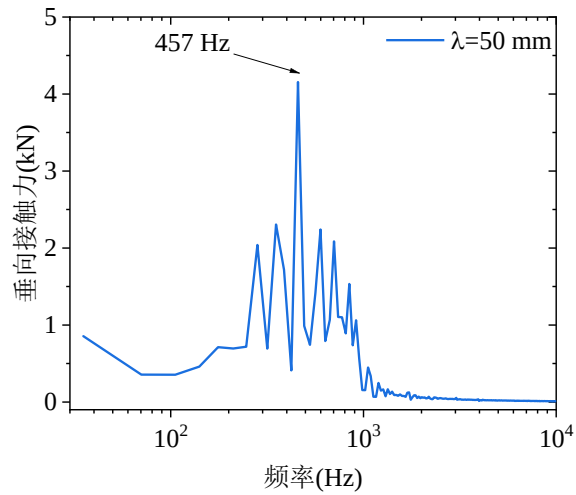


图 3-4 凹坑不平顺激励下的垂向接触力频域响应

3.2 钢轨凹坑不平顺波长的影响

本节继续研究了钢轨凹坑不平顺波长对轮轨系统瞬态滚动接触的影响。通过修改轨道表面节点坐标，在轨道表面添加了不同波长的几何凹坑不平顺，波长分别有 10 mm、20 mm、30 mm、40 mm、50 mm、60 mm 和 70 mm。图 3-5 所示为车辆以相同速度通过不同波长的凹坑不平顺时的轮轨垂向接触力响应。可以看出，不同波长的凹坑不平顺激励引起的轮轨垂向接触力差异显著。当波长为 10 mm 时，凹坑不平顺引起的瞬间冲击力相对较小，最大值约为 92 kN。并且，在通过凹坑不平顺之后，轮轨系统间的自由振动部分，轮轨垂向接触力的振幅也相对较小。当车轮通过波长为 30 mm 的凹坑不平顺时，车轮经过凹坑时轮轨间的瞬时冲击力振幅达到最大，最大值约为 114 kN。之后随着波长的不

断增加，车轮通过凹坑不平顺时的瞬时冲击力逐渐减小。

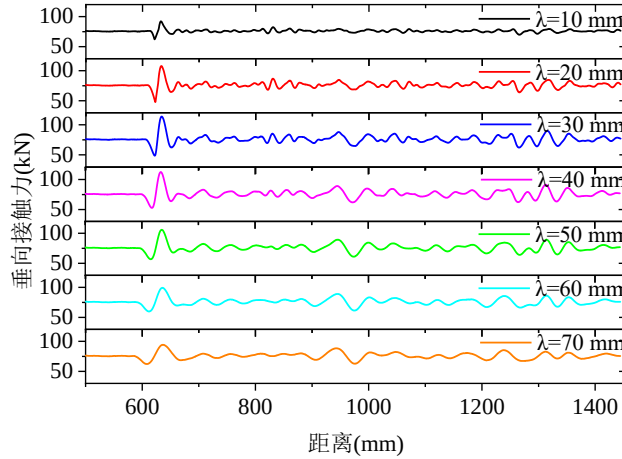


图 3-5 不同波长凹坑不平顺引起的垂向接触力时域响应

通过快速傅里叶变换将时域下的轮轨垂向接触力响应转化为频域下的轮轨动态响应情况，比较车轮在通过不同波长的凹坑不平顺后的频域响应情况。如图 3-6 所示，随着凹坑不平顺波长的改变，车轮在通过凹坑不平顺后，轮轨垂向接触力振动的主导频率几乎没有发生变化，主导振动频率始终在 455~465 Hz 范围内。由此可以推测凹坑不平顺激励引起了轮轨系统的共振。车轮通过特定波长凹坑不平顺的通过频率为：

$$f = v / \lambda \quad (3-3)$$

其中， λ 为波长， v 为速度， f 为频率。依据公式(3-3)，当车辆以 80 km/h 的速度行驶时，主导频率介于 455~465 Hz 的振动所对应的波磨波长为 47.7~48.8 mm。这一波长范围恰好位于地铁直线轨道上常见的 40~50 mm 波磨波长区间内。由此可见，地铁直线线路上出现的短波波磨的形成是由凹坑不平顺激励引起的。

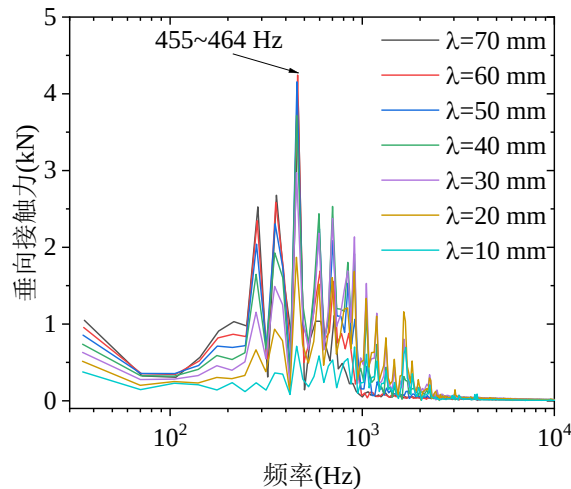


图 3-6 不同波长凹坑不平顺引起的垂向接触力时域响应

3.3 凹坑不平顺通过速度的影响

车辆运行速度与轮轨系统动态响应关系密切，本节通过改变模型中车辆运行速度，考虑到地铁运营的实际速度，研究了车辆以不同速度通过凹坑不平顺时的轮轨动态响应情况。图 3-7 所示为在不同速度下车轮通过凹坑不平顺的轮轨垂向接触力响应。从分析结果可以看出，车辆运行速度对车轮经过凹坑时的瞬时冲击力振幅响应显著。随着车速的增加，轮轨垂向瞬时冲击力的振幅也随之增大。当车速达到 80 km/h 时，其轮轨垂向瞬时冲击力的振幅约是车速为 60 km/h 时的两倍。

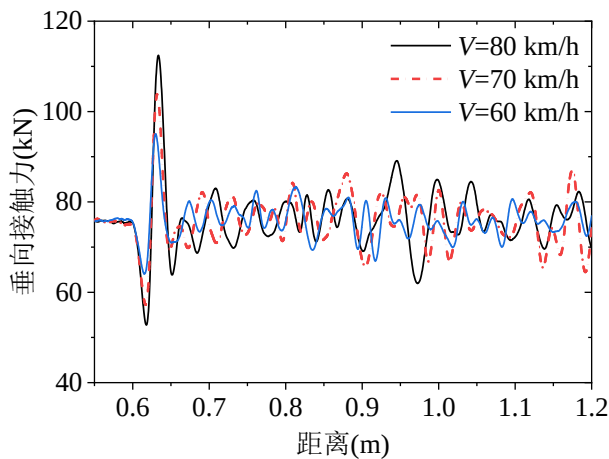


图 3-7 不同车速下凹坑不平顺引起的垂向接触力时域响应

通过快速傅里叶变换将轮轨垂向接触力的时域响应转化为频域下的响应，图 3-8 所示为车轮通过凹坑不平顺后的轮轨垂向接触力频域响应情况。结果表明，随着车速减小，主导振动的振幅也随之减小。轮轨垂向接触力在自由振动阶段的主导频率在不同车速下变化不明显，车速为 60 km/h、70 km/h 和 80 km/h 对应的主导频率分别为 460 Hz、474 Hz 和 462 Hz。根据式(3-3)，上述不同主导振动频率对应的波磨波长分别为 36.2 mm、41 mm 和 48 mm，介于或接近实际轨道上出现的短波波磨波长。可以看出，当车辆在 60 km/h~80 km/h 的范围内行驶时，轨道上的凹坑不平顺会诱发轮轨接触力产生特定频率的垂向振动。凹坑不平顺引起的垂向接触力振动主导频率介于或接近实际地铁直线线路上钢轨波磨通过频率范围。因此，可以推测直线科隆蛋扣件轨道上波长为 40~50 mm 的短波波磨的形成是由凹坑不平顺激励引起的垂向接触力振动引发的。

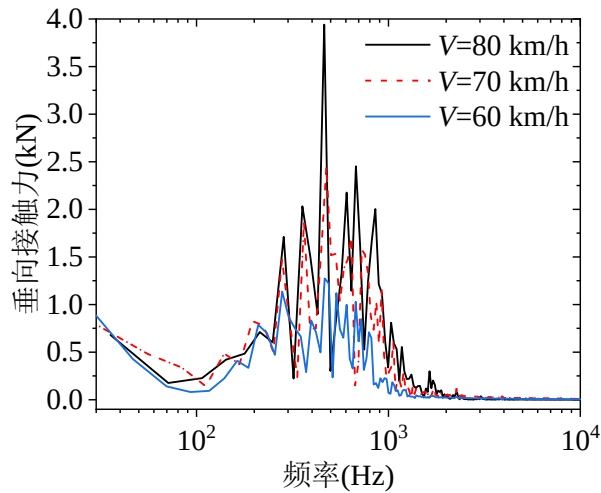


图 3-8 不同车速下凹坑不平顺引起的垂向接触力频域响应

3.4 钢轨扣件类型的影响

根据崔晓璐等^[88]研究，相较于其他类型的扣件，科隆蛋扣件的轨道更易出现钢轨波磨，在使用 DTVI2 扣件的轨道上，钢轨波磨的发生极为少见。目前关于钢轨扣件类型与钢轨波磨形成之间的关系研究较少。本节将研究扣件类型对轮轨动态响应的影响。

通过改变钢轨扣件关键参数，建立不同扣件类型的轮轨瞬态滚动接触有限元模型。如图 3-9 所示，离散的扣件间距设置为 625 mm，每个扣件通过 3 排 7 列的弹簧阻尼单元模拟，不同扣件的主要参数由刚度和阻尼决定。表 3-1 所示为地铁轨道系统中的几种不同的扣件在不同方向的刚度和阻尼值，不同扣件类型之间垂向特征差异较大。图 3-10 所示为不同扣件类型的垂向刚度和阻尼对比图，可以看出，除 DTVI2 扣件的垂向刚度较大以外，其他三种扣件的刚度大小相差不大，均在 $15 \text{ MN} \cdot \text{m}^{-1}$ 左右。不同扣件的垂向阻尼差异显著，其中科隆蛋扣件的垂向阻尼要远小于其他扣件，只有 $1.36 \text{ kN} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$ 。

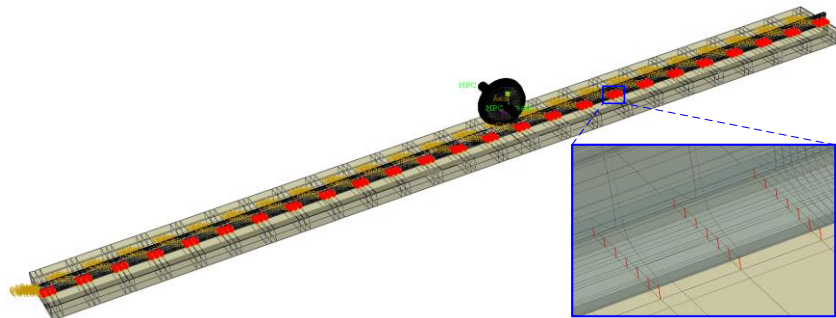


图 3-9 轮轨系统有限元模型扣件系统

表 3-1 不同扣件参数

部件	参数	数值
DTV12 扣件	垂向刚度 / $\text{MN}\cdot\text{m}^{-1}$	40.73
	垂向阻尼 / $\text{kN}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$	9.8987
	横向刚度 / $\text{MN}\cdot\text{m}^{-1}$	8.79
	横向阻尼 / $\text{kN}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$	1.92796
	纵向刚度 / $\text{MN}\cdot\text{m}^{-1}$	8.79
	纵向阻尼 / $\text{kN}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$	1.92796
GJ-III 扣件	垂向刚度 / $\text{MN}\cdot\text{m}^{-1}$	15
	垂向阻尼 / $\text{kN}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$	20
	横向刚度 / $\text{MN}\cdot\text{m}^{-1}$	8.79
	横向阻尼 / $\text{kN}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$	1.92796
	纵向刚度 / $\text{MN}\cdot\text{m}^{-1}$	8.79
	纵向阻尼 / $\text{kN}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$	1.92796
减振扣件	垂向刚度 / $\text{MN}\cdot\text{m}^{-1}$	16
	垂向阻尼 / $\text{kN}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$	40
	横向刚度 / $\text{MN}\cdot\text{m}^{-1}$	22
	横向阻尼 / $\text{kN}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$	2
	纵向刚度 / $\text{MN}\cdot\text{m}^{-1}$	10
	纵向阻尼 / $\text{kN}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$	2
科隆蛋扣件	垂向刚度 / $\text{MN}\cdot\text{m}^{-1}$	12.07
	垂向阻尼 / $\text{kN}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$	1.36
	横向刚度 / $\text{MN}\cdot\text{m}^{-1}$	7.58
	横向阻尼 / $\text{kN}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$	0.97
	纵向刚度 / $\text{MN}\cdot\text{m}^{-1}$	7.58
	纵向阻尼 / $\text{kN}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$	0.97

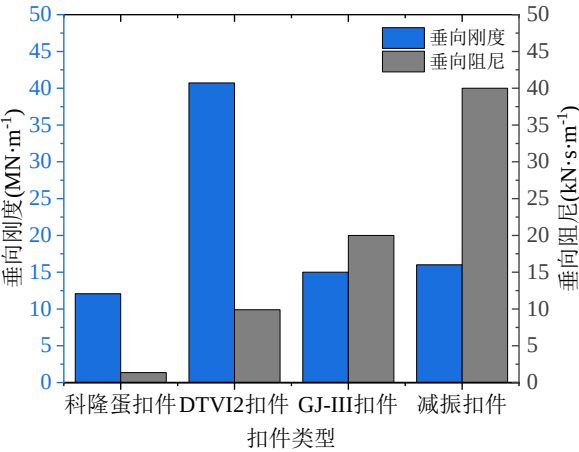


图 3-10 钢轨扣件垂向刚度与阻尼

图 3-11 所示为不同扣件类型下车轮通过凹坑不平顺的轮轨垂向接触解力的时域响应。通过对比可以看出，只有使用了科隆蛋扣件的轮轨垂向接触力在通过凹坑不平顺之后没有出现明显收敛的趋势，而 GJ-III 扣件和减振扣件收敛趋势非常明显。在通过凹坑不平顺之后的 0.2 s 的时间内轮轨之间的接触状态就已经几乎达到未通过凹坑之前的接触状态。使用 DTVI2 扣件的垂向接触解在通过凹坑不平顺后收敛速度相对较慢，在通过凹坑之后的 0.3 s 才趋于稳定。

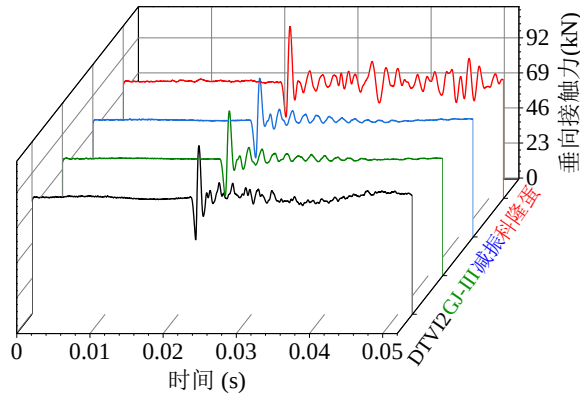


图 3-11 不同扣件类型下凹坑不平顺引起的垂向接触力时域响应

图 3-12 所示为不同扣件下车轮在通过凹坑不平顺后轮轨垂向接触力在频域下的响应，可以看出，科隆蛋扣件与另外三种扣件垂向接触力频域响应差异显著。科隆蛋扣件的垂向接触力的振动幅值要明显大于其他三种扣件，这可能与科隆蛋扣件垂向阻尼较小有关。同样在垂向阻尼较小的 DTVI2 扣件的垂向接触力收敛之后仍有较小的振动也说明了这一点。同时科隆蛋扣件的振动主频与其他三种扣件的振动主频也有差异，科隆蛋扣件振动主频为 465 Hz，而其他三种扣件的振动的主频主要在 550~570 Hz 的范围内。这一结果也解释了科隆蛋扣件轨道普遍出现短波波磨而未使用科隆蛋扣件轨道上通常没有短波波磨的原因。

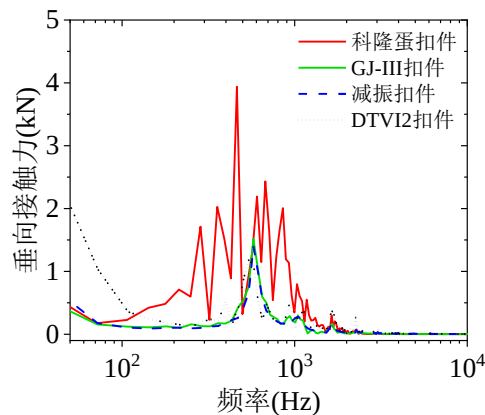


图 3-12 不同扣件类型下凹坑不平顺引起的垂向接触力频域响应

通过以上分析，可以看出，使用垂向阻尼较大的钢轨扣件可以显著降低车轮通过凹坑不平顺后轮轨垂向接触力的振动幅度，从而减缓钢轨波磨的形成。

3.5 轮轨系统模态分析

通过分析凹坑不平顺波长、车辆速度和扣件类型对轮轨系统动态响应的影响后，发现不同凹坑不平顺激励会诱发了不同程度的轮轨接触力振动。并且轮轨接触力的主导振动频率并不会随着凹坑不平顺波长、车辆行驶速度的改变而明显改变。可以推测轮轨接触力的不稳定振动是由轮轨系统某阶模态被激发引起的。本节对轮轨系统进行了模态分析。如图 3-13 所示，在 430~490 Hz 的范围内，在轨道上发现了频率为 460 Hz、特征为相对于轨道板的垂直振动的固有模态，而在该频率范围内的车轮上并未发现相应的固有模态。因此可以推测当车轮通过凹坑不平顺后，轨道上频率为 460 Hz 的固有模态被激发，导致了轮轨垂向接触力的高频振动。同时，强烈的轮轨接触力的波动引起轮轨系统接触斑内磨损率的显著波动。当不断有车辆通过该凹坑不平顺后，不均匀磨损逐渐加深，最终形成了肉眼可见的短波波磨。

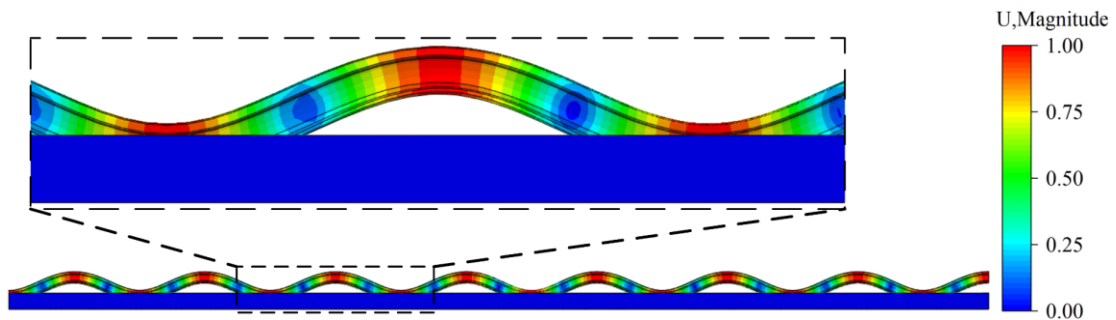


图 3-13 轨道系统结构固有模态

3.6 本章小结

利用第二章建立的改进的轮轨瞬态滚动接触有限元模型，研究了凹坑不平顺激励对轮轨系统动力响应的影响。建立了包含凹坑不平顺的轮轨系统有限元模型，从时域和频域两个维度研究了车轮在通过凹坑不平顺的轮轨动态响应，探讨了凹坑不平顺与地铁短波波磨形成之间的关系，得到的主要结论如下：

(1) 在轨道凹坑不平顺的作用下，轨道上频率为 460 Hz 固有模态被激发，诱发了轮轨系统的共振。这种共振导致轮轨接触区域的磨损率出现显著波动，

经过持续的累积效应，最终促成了短波波磨的产生。

(2) 轨道表面的凹坑不平顺对轮轨垂向接触力具有显著影响。车辆以 80 km/h 通过波长为 30 mm、波深为 0.1 mm 的凹坑不平顺区域的过程中，垂向接触力的最大值几乎增加了 1.5 倍。在通过凹坑区域后的自由振动阶段，轮轨垂向接触力的振动主导频率为 457 Hz。

(3) 不同波长的凹坑不平顺对轮轨系统瞬态滚动接触的影响不同，车轮通过波长为 30 mm 的凹坑不平顺时轮轨间的瞬时冲击力最大。车辆速度的增加会导致轮轨垂向接触力的振幅增大。车轮在通过凹坑不平顺后的自由振动阶段，垂向接触力的振动的主导频率并不随波长和速度的变化而出现明显的变化。

(4) 不同类型的钢轨扣件对轮轨垂向高频振动的影响显著。采用阻尼较大的扣件可以显著降低车轮通过凹坑不平顺后垂向接触力的振动幅度。

第4章 钢轨波磨激励下轮轨动力响应研究

当列车通过波磨轨段时，车辆-轨道系统因波磨激励而产生的显著振动是轨道交通领域中一个亟待解决的问题。尽管目前对波磨激励下轮轨动力学响应的研究仍相对有限，但其对于全面理解和有效解决轨道交通系统中的相关问题具有重要意义。本章的研究旨在深入探讨地铁直线轨道上短波波磨对轮轨系统动态响应的影响。钢轨波磨问题不仅关系到轮轨接触力的稳定性，还可能影响到轨道的整体耐久性 & 列车的运行安全。因此，为深入分析这一问题，本节利用改进的轮轨瞬态滚动接触有限元模型，并结合实际轨道参数，对短波波磨激励下的轮轨瞬态滚动接触的过程进行模拟与分析，探讨波磨引起的动态响应与波磨发展之间的潜在联系。

4.1 短波波磨对轮轨动力响应影响

在建立钢轨波磨有限元模型时，需要修改大量轨道表面节点坐标，工作量庞大，因此，开发了有限元节点坐标批量修改插件。在建立轨道表面波磨特征时，通过批量修改节点坐标的插件，建立了具有钢轨波磨特征的轮轨系统有限元模型，如图4-1所示。为简化模型，忽略波磨随机不规则性，波磨在纵向上呈周期性分布，几何形状被简化为连续正弦波，横向上的几何形状呈抛物线状。

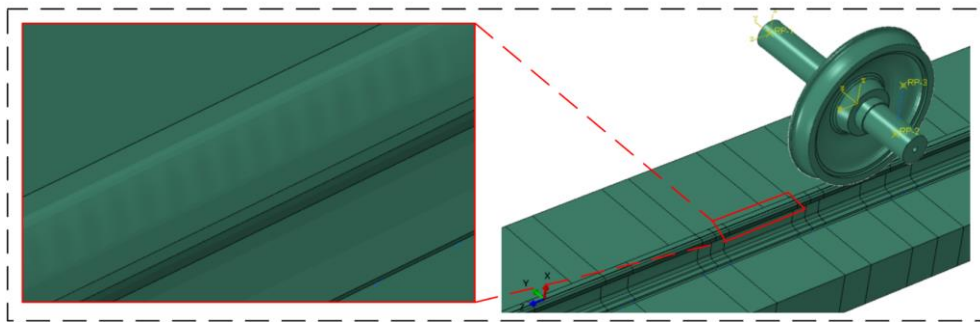


图 4-1 钢轨波磨有限元模型

在车速为 80 km/h 条件下，当车辆通过波长为 60 mm、波深为 0.1 mm 的钢轨波磨区域时，轮轨垂向接触力响应情况如图4-2所示，可以看出，轮轨垂向接触力的振动模式与波磨磨损相位保持一致，这表明车轮在通过波磨区段时受到的影响与波磨的形态紧密相关。车轮在通过扣件区域后，轮轨力的振动幅度呈

现增加趋势。进一步地，通过对波磨激励下的轮轨垂向接触力进行频域分析，如图 4-3 所示，结果表明轮轨垂向接触力的主导频率为 372 Hz，这一频率与波磨通过频率（即车轮以 80 km/h 的速度通过波长为 60 mm 波磨区域时产生的特征频率，大小为 370 Hz）非常接近，这一结果表明波磨激励对轮轨系统的动态响应具有显著影响。

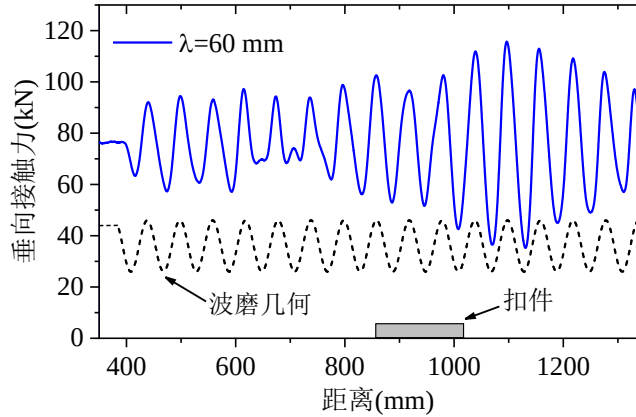


图 4-2 钢轨波磨激励下的垂向接触力时域响应

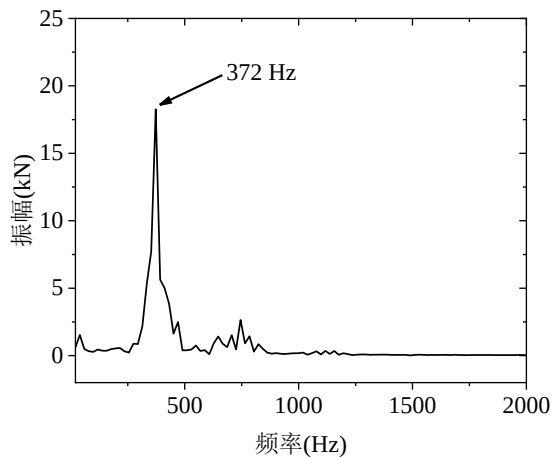


图 4-3 钢轨波磨激励下的垂向接触力频域响应

4.2 波磨波长的影响

波长作为影响轮轨相互作用的关键参数，不同波长的激励如何影响系统的响应，一直是钢轨波磨研究的焦点。本节通过轮轨瞬态滚动接触有限元模型研究不同波长激励下的轮轨系统动力响应。图 4-4 所示为不同波磨波长激励下的轮轨垂向接触力响应结果，可以看出，不同波长激励下轮轨垂向接触力响应差异显著，并且车轮在通过扣件时，垂向接触力的振幅有变大的趋势。图 4-5 所示为不同波长波磨激励下最大轮轨垂向接触力振幅。可以看出，随着波长的增大，

轮轨垂向接触力的振幅整体呈现降低的趋势。然而，当车辆通过波长为 50 mm 的波磨时，轮轨接垂向接触力振幅急剧增大，振幅最大可达 126 kN。根据式(3-3)，车速为 80 km/h、波长为 50 mm 时的波磨通过频率为 445 Hz，这与第三章凹坑不平顺激励下的轨道上频率为 460 Hz 固有模态频率接近。因此，可以推测波长为 50 mm 的波磨激发了该模态，引起了轮轨系统的共振。此外，轮轨力的振动会导致轮轨接触斑内磨损率的波动，加速钢轨波磨的发展，再次解释了直线线路普遍存在波磨波长在 40~50 mm 范围内的原因。

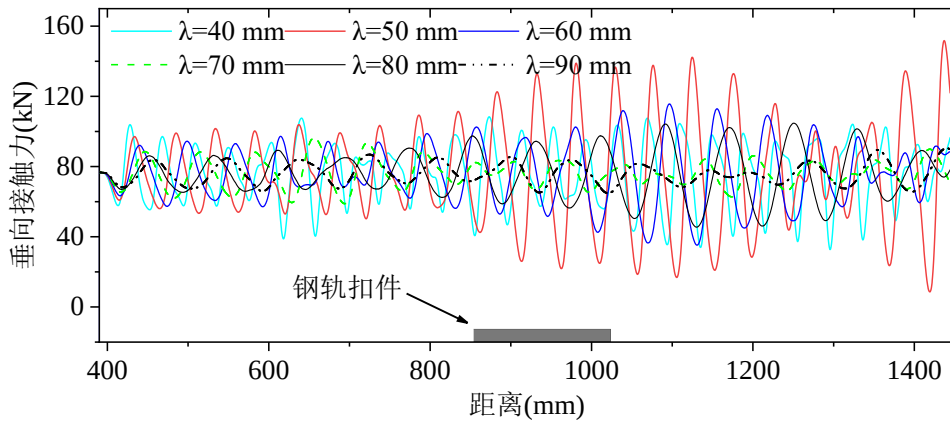


图 4-4 不同波长波磨激励下的垂向接触力响应

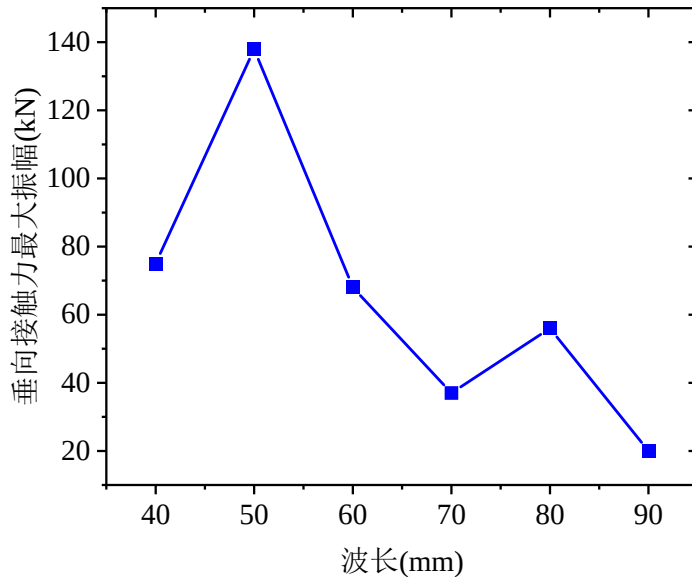


图 4-5 轮轨垂向接触力最大振幅随波磨波长的变化

4.3 波磨区段通过速度的影响

本节将探究不同车速下车轮通过波磨区段时轮轨系统动力响应，考虑地铁车辆运营的速度范围。图 4-6 所示为车辆在不同速度下通过波长为 50 mm 的波

磨区段时轮轨垂向接触力的响应，可以看出，车速越快，车辆通过波磨区段时引起的轮轨垂向接触力响应越剧烈。当车速为 80 km/h 时，车辆在通过扣件后，轮轨垂向接触力的振幅会增加。而车速为 70 km/h 和 60 km/h 时，车轮在通过扣件后的轮轨垂向接触力振幅并不会增加。当车速为 60 km/h 时，轮轨接触力甚至出现了明显的降低。产生这种现象的原因可能是当车速较高（如 80 km/h）时，轮轨间的动态相互作用更加剧烈。车轮通过波磨区段和扣件时，由于速度快，车轮与轨道之间的接触时间短，但接触力变化迅速，导致垂向接触力的振幅增大。而在较低速度（如 70 km/h 或 60 km/h）下，这种快速变化的动态相互作用减弱，因此轮轨垂向接触力的变化不那么剧烈。根据以上分析，可以考虑车辆在通过具有波磨路段时，可以适当降低车速，以减缓钢轨波磨的发展。

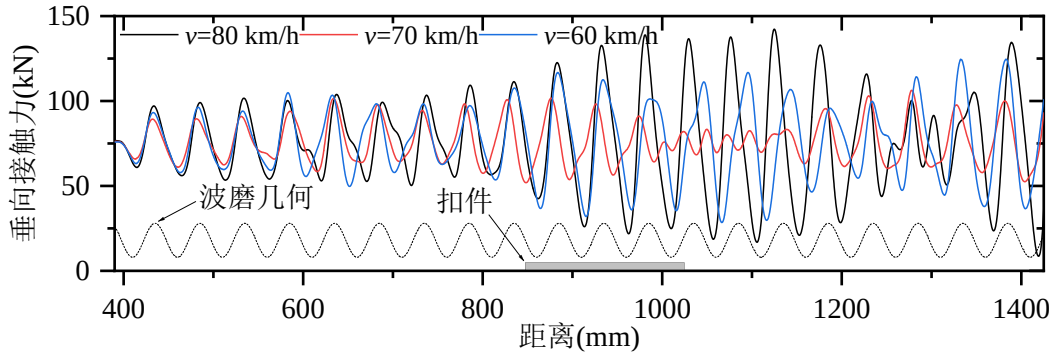


图 4-6 不同车速下短波波磨引起的垂向接触力响应

4.4 牵引系数的影响

车辆在行驶过程中会通过改变牵引力矩改变车速，目前尚不消除在波磨路段车辆的变速对轮轨动态响应的影响。本节通过修改牵引力矩来研究牵引系数对波磨的发展影响。根据本文建立的轮轨瞬态滚动接触模型，在进行显式动力学的初始阶段，在轮轴上添加一个转动力矩 M ，其大小由式(4-1)定义为：

$$M = \mu NR \quad (4-1)$$

其中， f 为摩擦系数， μ 为牵引系数， N 为轮轨法向接触力， R 为轮轨名义滚动半径。摩擦系数为轮轨处于全滑状态下切向力与法向接触力之间的比值，轮轨间的黏滑状态可以通过牵引系数来表征，其表达式为：

$$\mu = \frac{F_L}{F_N} \quad (4-2)$$

其中, F_L 为轮轨切向力在纵向方向上的分量, F_N 为轮轨法向接触力, 因此在数值上牵引系数要小于或等于摩擦系数。在此前的分析中, 轮轨之间的牵引系数设置为 0.1, 根据式(4-1), 车轮轴上的牵引力矩设置为 $3.2 \text{ kN}\cdot\text{m}$ 。当车轮通过波磨区段时, 由于轮轨接触力的剧烈波动, 轮轨间的牵引系数会发生波动。当牵引系数接近摩擦系数时, 轮轨间会出现打滑, 加速轨道接触界面的磨损。

为了避免牵引力瞬间加载给动力学分析时的初始状态带来激扰, 牵引力的施加是缓慢增加的。如图 4-7 所示, 在前 0.05 s 内牵引力幅值从 0 增加到 1, 之后一直保持不变。图 4-8 所示为在牵引力下车辆速度的变化, 可以看出, 车轮在通过波磨区段的过程中速度变化不大, 从开始到计算结束, 速度仅仅增加了 0.058 m/s 。因此在研究牵引系数对轮轨系统动态响应的影响时, 可以忽略速度变化对分析结果带来的影响。

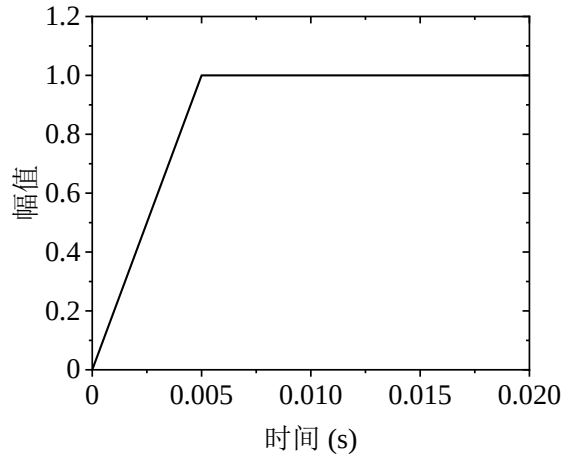


图 4-7 牵引力矩幅值随时间的变化

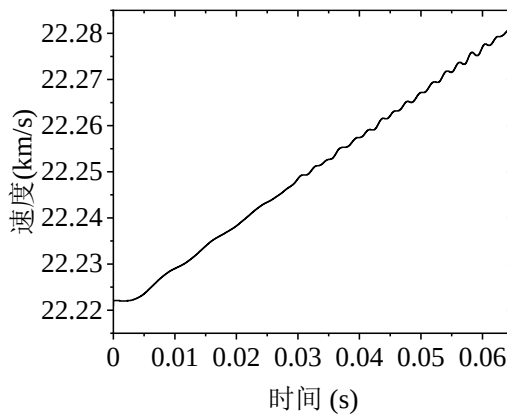


图 4-8 牵引力作用下车速随时间的变化

车辆在加速或减速时, 往往伴随着牵引系数的改变。目前, 车辆通过波磨路段时不同牵引系数对轮轨接触特性的具体影响尚未明确。为了研究牵引系数

的影响，设定牵引系数分别为 0、0.1、0.2、0.3 和 0.4。根据式(4-1)，牵引力矩分别取 0 kN·m、3.2 kN·m、6.4 kN·m、9.6 kN·m、和 12.8 kN·m。牵引力为 0 kN·m 时，车轮在轨道上自由滚动，当车辆加速时，作用在轴上的牵引力矩会增大，反之同理。通过对比不同牵引系数下轮轨间的接触特性，可以充分了解到车辆在不同牵引力下通过波磨区段时轮轨间的接触状态。图 4-9 所示为不同牵引系数下车轮通过波长为 50 mm 波磨区段时的轮轨垂向接触力响应，可以看出，垂向接触力随波磨的波动而波动，牵引系数对轮轨垂向接触力响应影响很小。通过放大图观察到，随着牵引系数的增大，轮轨接触力的振幅有增大的趋势，牵引系数每增加 0.1，轮轨垂向接触力大约增加 10%。同时，牵引系数每增加 0.1，垂向接触力相位大约后移 $0.1\sim 0.3\pi$ 。

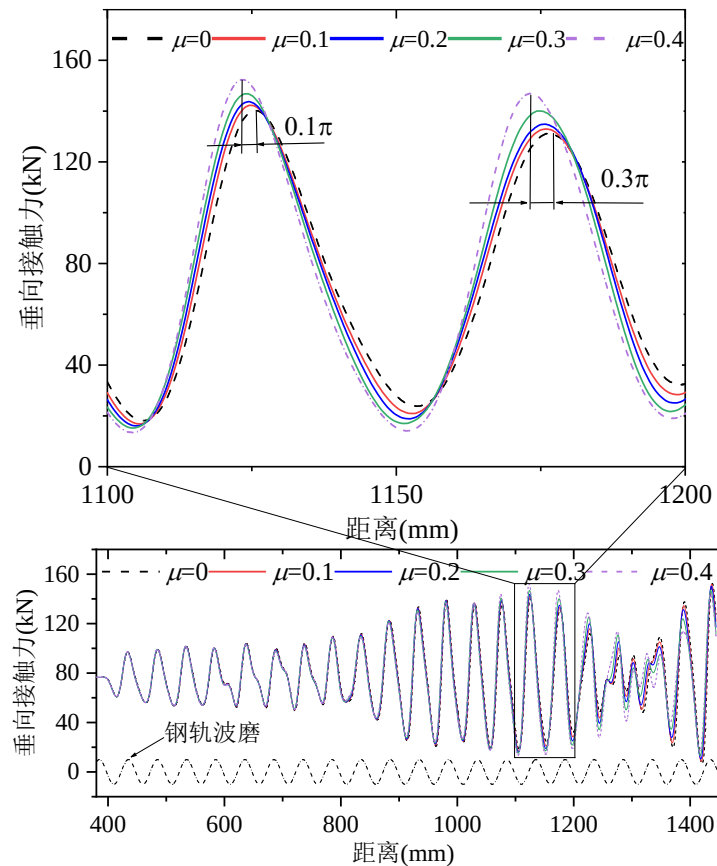


图 4-9 不同牵引系数下短波波磨引起的垂向接触力响应

图 4-10 所示为不同牵引系数下通过波磨区段的纵向摩擦力响应，可以看出，牵引系数对纵向摩擦力的响应影响很大。随着牵引系数的增加，纵向摩擦力的大小和振幅也明显增加。当牵引系数为 0.4 时，轮轨纵向摩擦力振幅最大达到 53 kN。另外，纵向摩擦力的相位和波磨的相位并不保持一致，并且，随着牵引系

数的增加,纵向摩擦力的相位是逐渐后移的,牵引系数每增加 0.1,纵向摩擦力的波动相位大约后移 $0.1\sim 0.3\pi$ 。

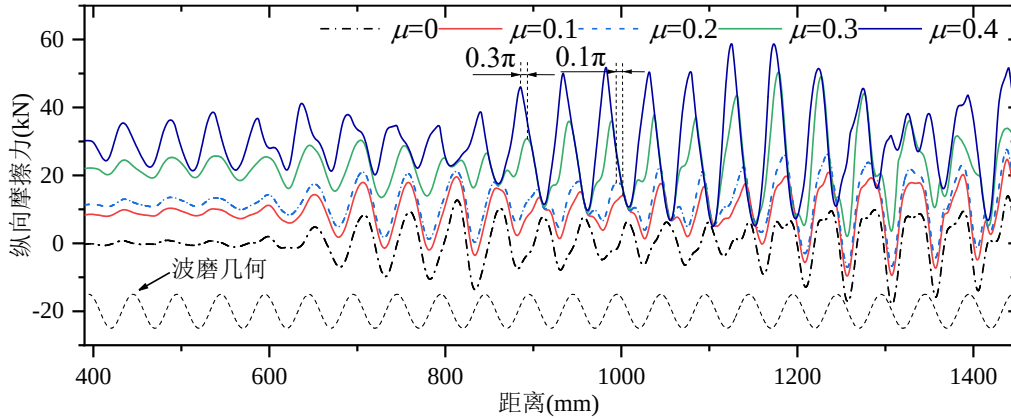


图 4-10 不同牵引系数下短波波磨引起纵向摩擦力响应

当车轮在平滑轨道上行驶的过程中,轮轨间的垂向接触力和纵向摩擦力都是比较稳定,可以认为牵引系数是不变的。根据式(4-2),在已知垂向接触力 F_N 和牵引系数 μ 的情况下,可以得到轮轨切向力在纵向方向上的分量 F_L ,对比纵向摩擦力的分析发现,两者大小是一致的。因此,可以认为轮轨切向力在纵向上的分量和分析得到的纵向摩擦力大小相等。然而,当车轮在波磨区段行驶时,由于垂向接触力和纵向摩擦力发生剧烈波动,此时牵引系数发生改变。图 4-11 所示为车轮在通过波磨区段的变化过程中牵引系数的变化,可以看出,在不同牵引力矩的作用下,车轮通过波磨区段时的牵引系数发生了明显的波动。当牵引力矩为 $0\text{ kN}\cdot\text{m}$ 或 $3.2\text{ kN}\cdot\text{m}$ 时,牵引系数的最大值也不会超过 0.4,这意味着轮轨接触斑内始终处于黏滑状态,轮轨间并未出现滑动。当牵引力矩为 $6.4\text{ kN}\cdot\text{m}$ 或 $9.6\text{ kN}\cdot\text{m}$ 时,波磨区段牵引系数波动的峰值可达到 0.4,与轮轨系统中的摩擦系数相等,这意味着轮轨间出现了打滑的现象。

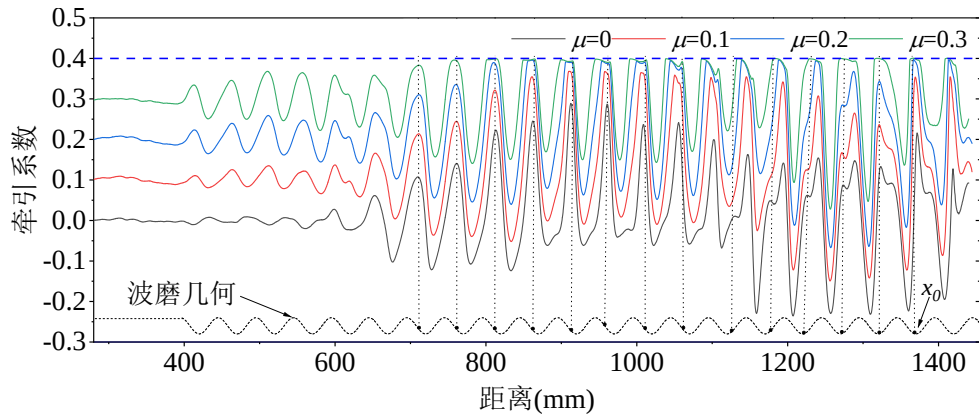


图 4-11 牵引系数时间历程

图 4-12 所示为不同牵引系数下在距离为 x_0 处轮轨接触斑内纵向剪切应力的分布情况，可以看出，当牵引力矩由 $3.2 \text{ kN}\cdot\text{m}$ 变为 $9.6 \text{ kN}\cdot\text{m}$ 后，轮轨接触斑内的黏着状态变为滑动。另外，牵引系数波动的相位并不会随牵引力矩的改变而改变。轮轨出现打滑的位置一般出现在波磨波谷的附近，这将加速波磨在波谷处的磨损。因此，根据以上分析，当车辆通过具有钢轨波磨的路段时，应尽量减少加速，避免波磨加速的增长。

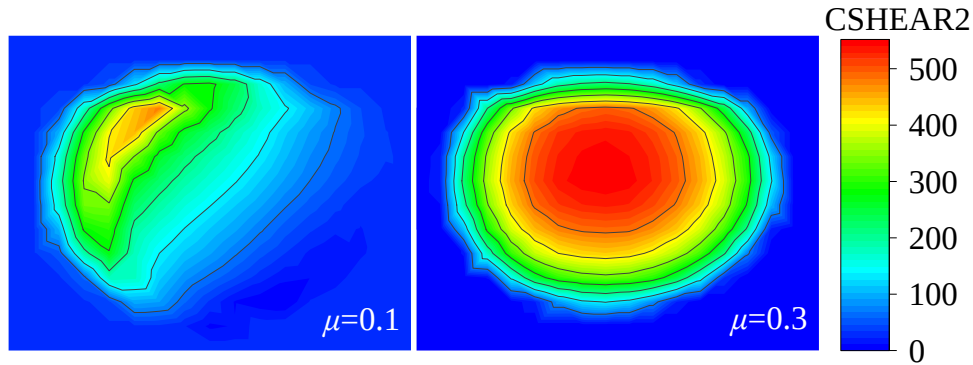


图 4-12 不同牵引系数下接触斑内沿纵向剪切应力分布

4.5 波磨深度的影响

对于钢轨上刚刚形成或形成一段时间后未能及时处理的钢轨波磨，波磨深度不一，根据对地铁现场短波波磨的观察，其深度甚至可以达到 $100 \mu\text{m}$ ^[13]。目前关于深度对轮轨动力学响应的影响研究并不完善，因此，本节将研究短波波磨深度对轮轨动力学响应的影响。图 4-13 所示为轮轨垂向接触力在不同波磨深度下的响应情况，可以看出，波磨深度主要对轮轨的垂向接触力的振幅显著影响，波磨深度越深，轮轨垂向接触力响应越剧烈。轮轨垂向接触力的振动相位并不随波磨深度的改变而改变。

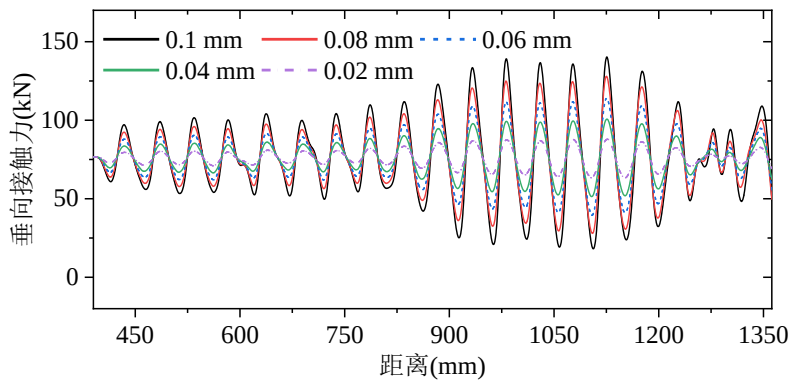


图 4-13 不同深度短波波磨引起的垂向接触力响应

图 4-14 所示为轮轨垂向接触力最大振幅随波磨深度的变化，可以看出，两者几乎呈正比例变化的关系。当波磨深度达到 0.1 mm 时，轮轨间最小的垂向接触力只有 6 kN，已经处于脱轨的临界状态。因此当波磨深度大于 0.1 mm 后应当及时打磨，避免交通事故的发生。

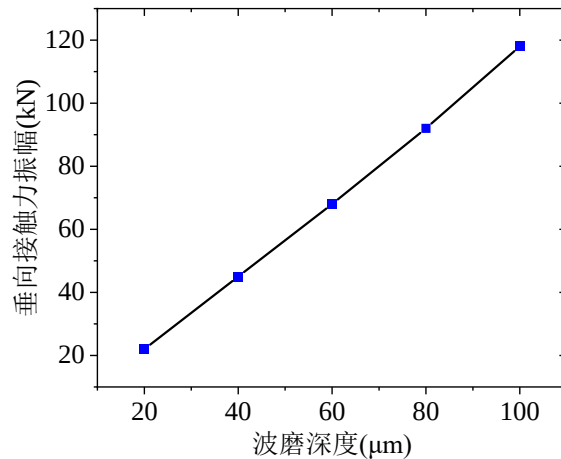


图 4-14 轮轨垂向接触力最大振幅随波磨深度的变化

4.6 扣件类型的影响

钢轨扣件是铁路系统中的关键组件，主要负责提供稳定的支撑并吸收列车运行产生的振动。本节将分析车轮通过波磨路段时扣件类型对轮轨动力学响应的影响，图 4-15 所示为车辆在通过使用不同扣件类型的波磨路段时的轮轨垂向接触力的响应情况。可以看出，使用科隆蛋扣件的轮轨垂向接触力响应更加剧烈，差异较为明显的是通过扣件时轮轨垂向接触力的响应。科隆蛋扣件上的最大振幅约为 118 kN，而 DTVI2 扣件上的最大振幅仅仅约为 33 kN。

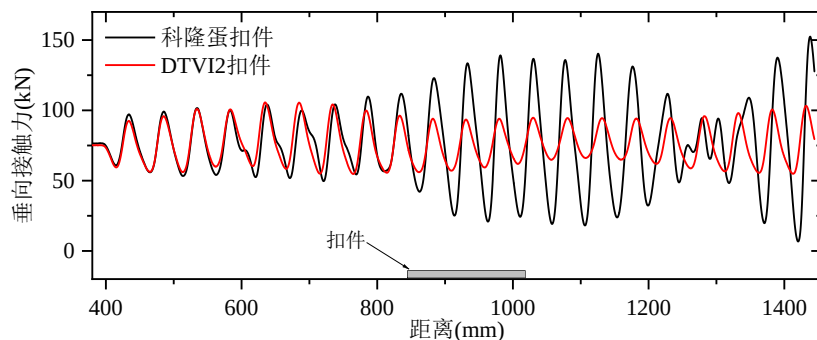


图 4-15 不同扣件类型下的短波波磨引起的垂向接触力响应

此外，使用科隆蛋扣件轨道上，车轮在通过扣件后，轮轨垂向接触力的振动幅度有变大的趋势。而使用了 DTVI2 扣件的轨道上，车轮在通过扣件后，轮

轨垂向接触力的振动幅度会逐渐减小。因此，相比于科隆蛋扣件，使用了 DTVI2 扣件可以减缓钢轨波磨的发展速度。这一结果也说明了在使用科隆蛋扣件轨道上普遍出现短波波磨而使用 DTVI2 扣件很少出现短波波磨的原因。

4.7 本章小结

本文基于轮轨瞬态滚动接触有限元模型，深入探究了短波波磨激励对轮轨动力学响应的影响。主要研究内容和发现如下：

（1）当车辆通过波磨路段时，轮轨垂向接触力的振动模式与波磨磨损相位保持一致。车轮通过扣件支撑区段后轮轨垂向接触力的振动幅度显著增加。频域分析表明，轮轨垂向接触力的主导频率接近实际轨道上出现的波磨通过频率。

（2）轮轨垂向接触力的响应受波长和车速影响显著，当车辆以 80 km/h 通过波长为 50 mm 的波磨路段时，会引发轮轨系统共振，导致垂向接触力振幅显著增大。同时，随着车速的增加，轮轨垂向接触力的振幅也会增大。因此，降低车速能有效减缓垂向接触力的振幅，提高轨道系统的稳定性。

（3）不同牵引系数下轮轨间的接触特性会发生改变。牵引系数的增加会使轮轨接触力的振幅增加，并且引起轮轨间打滑，加速轨道接触界面的磨损。

（4）波磨深度越深，轮轨垂向接触力响应越剧烈。当波磨深度大于 0.1 mm 时，轮轨间最小的垂向接触力几乎为零，这表明轮轨之间几乎脱离，应当及时处理。

（5）扣件类型对轮轨动态响应的影响显著。当车辆通过波磨区段时，采用科隆蛋扣件支撑系统的垂向接触比采用 DTVI2 扣件支撑系统的垂向接触力的响应更剧烈。

第 5 章 地铁小半径曲线轨道短波波磨成因研究

在我国的地​​铁系统中，钢轨波磨十分普遍，其中小半径曲线轨道是钢轨波磨的高发地段。据统计，大约 80% 的钢轨波磨出现在小半径曲线轨道上，并且大多发生在小半径曲线轨道上的低轨，在高轨上较少出现，波磨类型以短波波磨居多^[89]。然而，对于地铁小半径曲线轨道上的短波波磨形成机理尚不明确，与直线和大半径曲线轨道相比，车辆通过小半径曲线轨道时，轮轨间的蠕滑力达到饱和状态，而在直线或大半径曲线轨道上，蠕滑力并未达到饱和。目前可以较好的解释其形成机理的理论是陈光雄教授提出的摩擦自激振动理论^[90]，该理论认为当车辆通过小半径曲线路段时，轮轨之间的蠕滑力趋于饱和，饱和的蠕滑力引起了轮轨间的摩擦自激振动，最终导致了钢轨波磨的发生。因此，本章基于摩擦自激振动理论，建立了三维轮轨有限元模型，采用复特征值分析法研究了地铁小半径曲线轨道短波波磨的形成原因。在此基础上，研究了车轮结构对短波波磨的影响，并探讨了短波波磨的控制措施。

5.1 地铁小半径曲线轨道上的钢轨波磨仿真模型

5.1.1 轮轨系统三维有限元模型

采用拉格朗日/欧拉方法模拟了车轮在曲线轨道上稳态滚动的过程。该方法用欧拉方法描述了车轮的刚体运动和旋转，用拉格朗日方法描述车轮的变形。在这种方法中，车轮网格并不旋转和移动，而是用材料的在网格中的流动代替车轮的实际转动。这种方法的优点是只需要细化接触区域的网格，这样的处理不仅仅提高了求解轮轨接触的计算精度，还极大程度上缩小了轮轨系统有限元模型的单元规模，提高了效率。

基于混合拉格朗日/欧拉方法的有限元分析需要定义材料流的流线，因此车轮的三维模型必须由二维轴对称模型绕车轴旋转而成。在建立车轮的三维有限元模型时，首先创建了一个二维轴对称模型，然后将其绕车轴旋转，生成完整的三维车轮结构。在此基础上，进一步的在模型中添加钢轨和扣件系统以建立完整轮轨有限元模型，如图 5-1 所示为完整的建模过程。

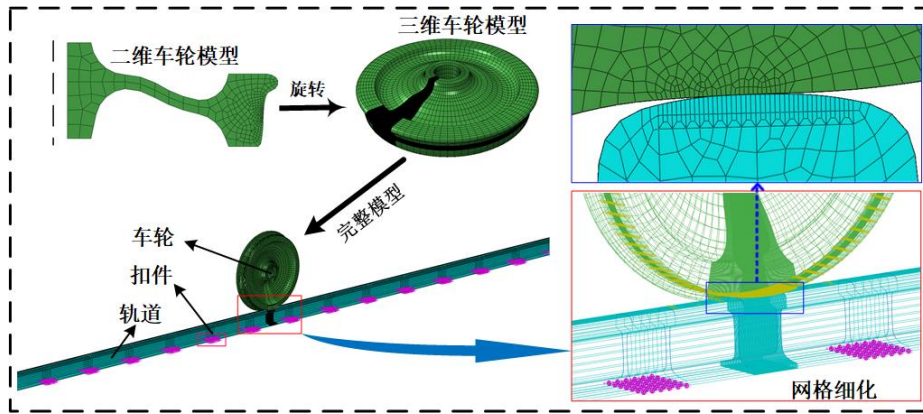


图 5-1 轮轨系统有限元模型

在地铁小半径曲线轨道上，钢轨波磨通常发生在低轨，因此建立了低轨上的轮轨有限元模型。该模型由车轮、钢轨和扣件组成，轨道长 36 m，共包括 58 个轨枕跨度。轨道半径为 350 m，是地铁系统小半径曲线常用的转弯半径。轨底坡为 1/40。车轮踏面廓型为 LM 型，广泛应用于中国地铁系统。车轮名义滚动直径为 840 mm，车轮与轨道的材料参数与表 2-1 一致。使用接地弹簧和阻尼单元模拟 e 型弹条扣件系统的作用，具体参数如表 5-1 所示。轮轨有限元模型的接触角，冲角以及横向位移通过动力学分析软件得到。轮轨间的摩擦系数设置为 0.3，采用基于罚函数的“面-面”接触算法描述轮轨间的接触相互作用，采用 coulomb 摩擦法来描述轮轨间的切向接触行为。

表 5-1 e 型弹条扣件参数

扣件系数	纵向	垂向	横向
刚度 / $\text{MN} \cdot \text{m}^{-1}$	10	30	10
阻尼 / $\text{kN} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$	2	10	2

通过设置模型精确的边界条件，能够准确地模拟车轮滚动过程中轮轨之间的相互作用。对钢轨两端端面三个方向都设置了约束。轮对的中心面则受到横向 x 方向的对称约束。车轮轴面上节点的所有自由度都耦合到轮轴上的一个参考点，并且只释放该参考点的垂直自由度。簧上质量是由该参考点上的一个大小为 45.5 kN 的垂向集中力作用，车轮和钢轨都使用八节点线性减缩积分单元（C3D8R）进行离散。为了提高轮轨有限元模型计算速度，同时又不失去计算精度，对轮轨系统有限元模型进行了不均匀网格的划分。在轮轨接触区域，网格细化到 $1 \times 1 \text{ mm}$ ，以确保获得精确的接触解，该模型包括 180225 个实体单元和 215490 个单元节点。

5.1.2 复特征值分析方法

复特征值分析法是一种线性分析方法，它能够在频域内预测系统在摩擦自激振动条件下的振动频率和模态，从而评估系统的稳定性^[15, 91]。本文使用了 ABAQUS 软件中内置的复特征值分析算法来探究轮轨系统摩擦自激振动在频域上的运动趋势。根据陈光雄等^[35]提出的方法，建立轮轨摩擦接触耦合动力学方程，当系统无摩擦时，轮轨系统整体运动方程为：

$$[M]\ddot{x} + [C]\dot{x} + [K]x = 0 \quad (5-1)$$

式中， $[M]$ ， $[C]$ 和 $[K]$ 分别为质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵， x 为节点位移的列向量。

当不考虑摩擦力时， $[M]$ ， $[C]$ 和 $[K]$ 都是对称矩阵，即方程(5-1)中特征值实部不为正，当引入摩擦影响后，系统动力学方程可简化为：

$$[M_r]\ddot{x} + [C_r]\dot{x} + [K_r]x = 0 \quad (5-2)$$

式中，将化简后的系统的质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵定义为 $[M_r]$ 、 $[C_r]$ 和 $[K_r]$ ，上述矩阵均为非对称矩阵，研究系统的稳定性由矩阵方程的解来决定，方程的特征方程为：

$$([M_r]\lambda^2 + [C_r]\lambda + [K_r])y = 0 \quad (5-3)$$

式中 λ 为系统特征值， y 为系统的特征向量。根据特征方程，求得其通解为：

$$x(t) = \sum y_i \exp(\lambda_i t) = \sum y_i \exp(\alpha_i + j\omega)t \quad (5-4)$$

式中， y_i 为特征方程的特征向量， λ_i 为特征方程的特征值； α_i 为特征值的实部， ω_i 为特征值的虚部， j 为虚部单位。当 $\alpha_i \geq 0$ 时，系统存在发生摩擦自激振动的趋势，且随着 α_i 的增大系统产生摩擦自激振动的趋势也随之增强。等效阻尼比用来判定系统的运动稳定性，其定义为：

$$\zeta = -\frac{2 \cdot \text{Re}(\lambda)}{|\text{Im}(\lambda)|} \quad (5-5)$$

式中， $\text{Re}(\lambda)$ 为复特征值 λ 的实部， $\text{Im}(\lambda)$ 为虚部。当 $\zeta < 0$ 时，表示系统趋于不稳定。 ζ 越小，表明摩擦自激振动的趋势越明显。

5.2 地铁列车车轮结构对短波波磨的影响研究

5.2.1 车轮辐板结构的影响

轮对由轮毂、轮辋、辐板和轮轴组成。地铁普遍采用如图 5-2 所示两种结构的的车轮，两者之间的主要区别在于辐板的结构，一种是图 5-2(a)的“S”型辐板结构，另一种图 5-2(b)所示的直辐板结构。目前尚不清楚辐板的结构是否会影响轮轨系统间的摩擦自激振动，这将在本节中进行研究。图 5-3 所示为轮轨之间的静态接触应力和稳态滚动时的接触应力，可以看出，接触斑的形状为椭圆形。静态分析过程中的最大接触应力为 1242 MPa，而稳态滚动过程中的最大接触应力为 1335 MPa。此外，当车轮从静止接触转到稳定滚动时，接触斑向轨道外侧移动了一定距离。从接触应力的分布可以看出，接触区域的网格划分精度满足了工程分析的需要。

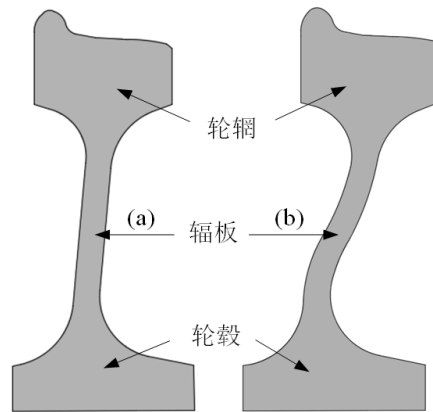


图 5-2 地铁系统常用轮对结构

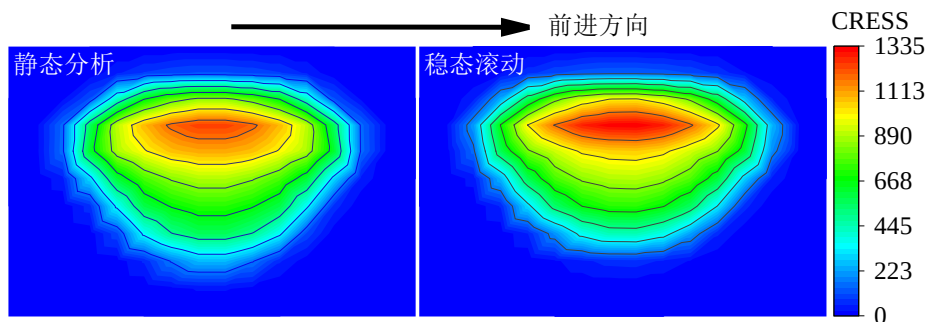


图 5-3 接触应力分布

图 5-4 所示为不同辐板结构的轮轨系统不稳定振动频率的分布，鉴于地铁轨道上钢轨波磨的通过频率通常不超过 1000 Hz，因此在进行复特征值分析时，限定复特征值分析提取频率范围在 0~1000 Hz 之间，以确保分析结果的相关性和

准确性。此外，不同辐板结构的轮轨系统都会出现不稳定振动模态。对于目前使用的两种辐板结构来说，车辆在通过小半径曲线的过程中，轮轨系统间的摩擦自激振动及其引发的钢轨波磨是不可避免的。不同之处在于，采用“S”型辐板结构的轮轨系统的振动更不稳定，且主导的不稳定振动的等效阻尼比明显小于采用直辐板结构的轮轨系统。这表明采用“S”型辐板结构的轮轨系统比采用直辐板结构的轮轨系统更加容易发生摩擦自激振动。

图 5-5 和图 5-6 所示为轮轨系统的不稳定振动的模态形状。其中只包括了等效阻尼比小于-0.001 的不稳定振动。可以看出，不稳定的振动主要发生在车轮上。采用“S”型辐板的轮轨系统的不稳定振动模态分别为 200 Hz 的横摆振动、211 Hz 的侧滚振动、398 Hz 的伞形振动和 444 Hz 和 464 Hz 的轴向振动。然而，另一个轮轨系统的不稳定模态是 430 Hz 和 450 Hz 的轴向振动。两种轮轨系统中，在 430~470 Hz 范围内的不稳定振动的等效阻尼比最小。并且两种轮轨系统的主导不稳定振动频率均分布在 430~470 Hz 范围内，接近于地铁小半径轨道上的短波波磨的通过频率。

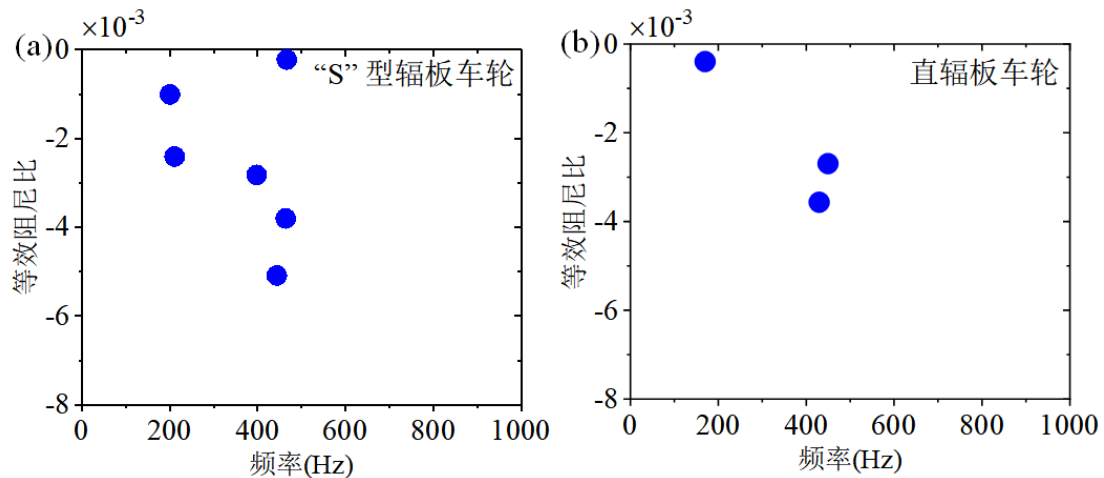


图 5-4 不同辐板结构的轮轨系统不稳定振动频率分布

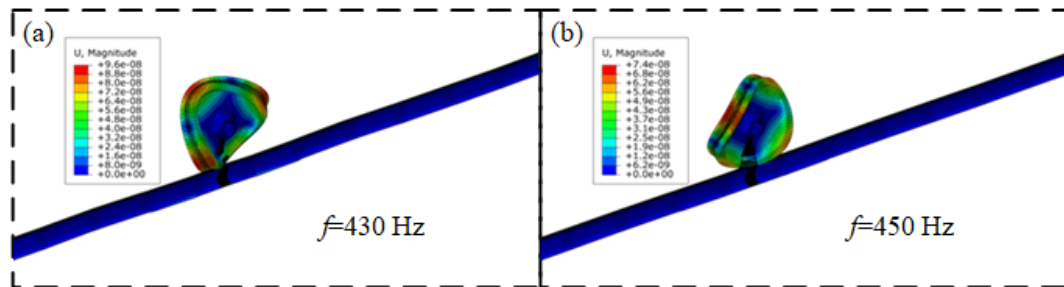


图 5-5 采用直辐板结构的轮轨系统不稳定振动模态

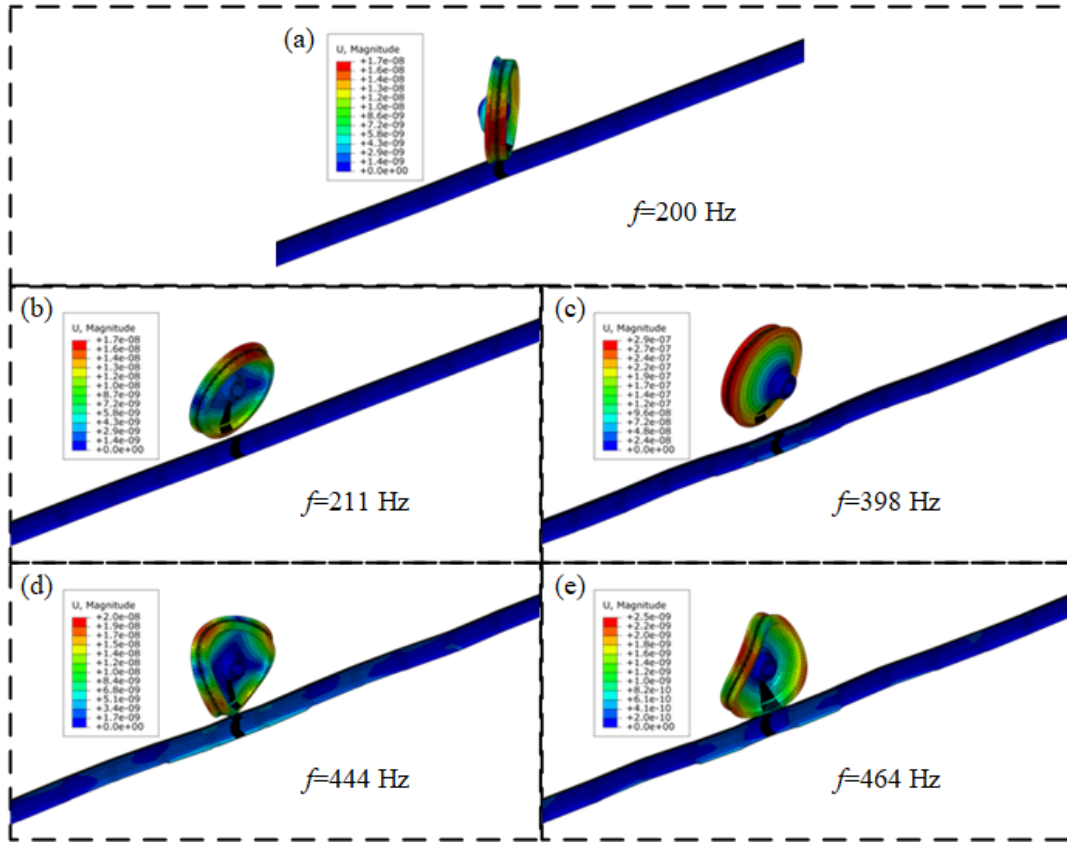


图 5-6 采用“S”型辐板的轮轨系统不稳定振动模式

综上所述，轮轨系统的稳定性会受到辐板结构的影响，“S”辐板结构的轮轨系统比直辐板的轮轨系统更容易受到摩擦自激振动的影响。这表明，“S”型辐板车轮运行的轨道短波波磨更容易出现，发展的更快。采用直辐板车轮可以缓解摩擦自激振动引起的短波波磨。

5.2.2 车轮辋毂距的影响

本节将研究辋毂距对轮轨系统不稳定振动的影响。图 5-7 为辋毂距的示意图，向右定义为正值，向左定义为负值。图 5-8 所示为不同辋毂距下，“S”型辐板的轮轨系统不稳定振动的频率和等效阻尼比的分布。可以看出，辋毂距对不稳定振动的频率和等效阻尼比有显著影响。辋毂距在 0~40 mm 范围内，随着辋毂距的增加，轮轨系统中出现了更多的不稳定模态，而不稳定模态的等效阻尼比也随着辋毂距的增加而迅速减小。这表明，在该距离范围内，摩擦自激振动在轮轨系统中的发生概率会随着辋毂距的增加而迅速增加。辋毂距在 40~60 mm 范围内，不稳定模态随辋毂距的变化略有变化。值得注意的是，当辋毂距为 0 mm 时，轮轨系统中只有一个等效阻尼比小于-0.001 的不稳定模态出现。

对于等效阻尼比小于-0.001 的不稳定振动，难以克服系统阻尼而发展。因此，当辊毂距为 0 mm 时，可以认为轮轨系统由摩擦自激振动引起的不稳定振动消失。另外，当辊毂距小于 0 mm 时并未出现负等效阻尼比，可以认为轮轨系统中的不稳定模态完全消失。图 5-9 所示为不稳定模态频率在 440 Hz 和 460 Hz 附近的主导不稳定振动的等效阻尼比随辊毂距的变化，可以看出等效阻尼比在辊毂距为 10~40 mm 范围内随辊毂距的减小的迅速下降。之后，等效阻尼比随辊毂距的增加而略有增大。

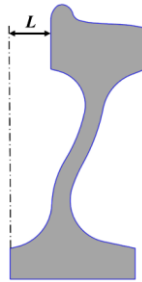


图 5-7 辊毂距示意图

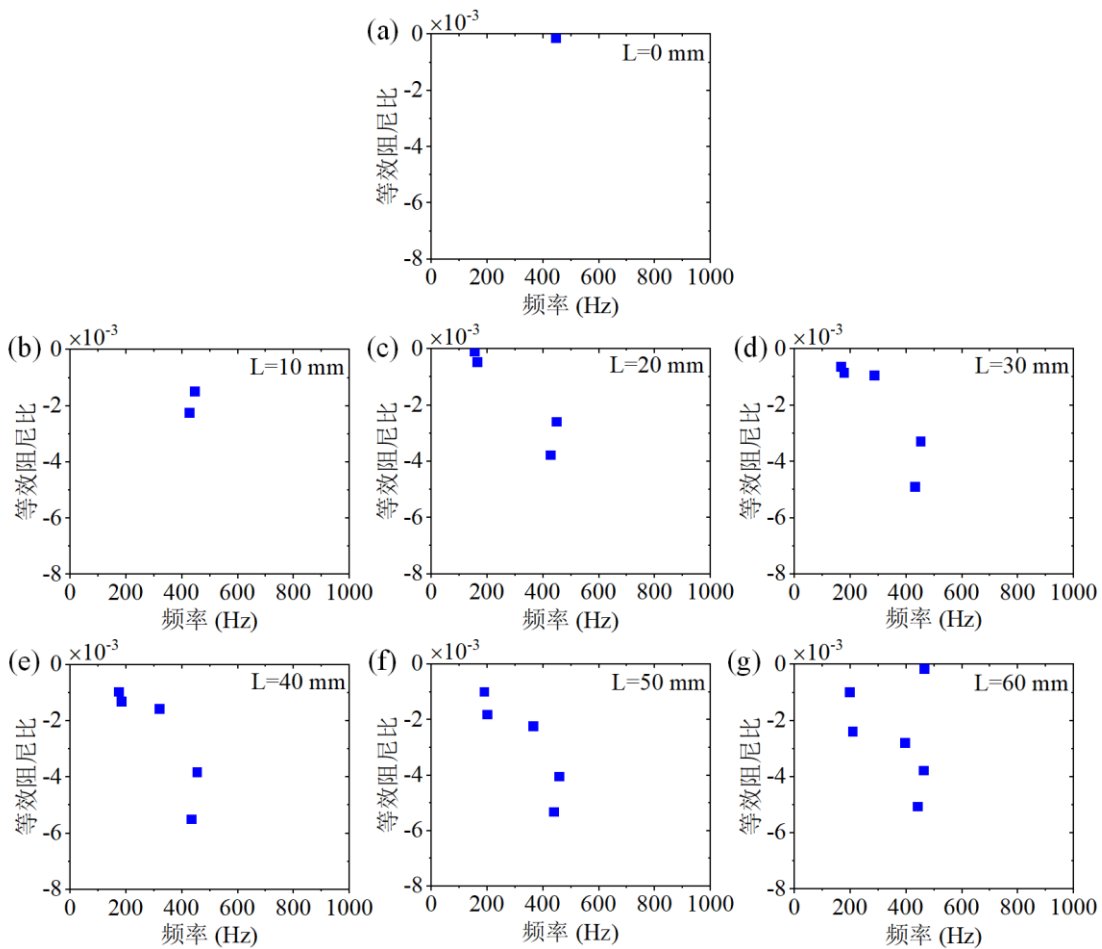


图 5-8 辊毂距对“S”型辐板结构的轮轨系统不稳定振动的影响

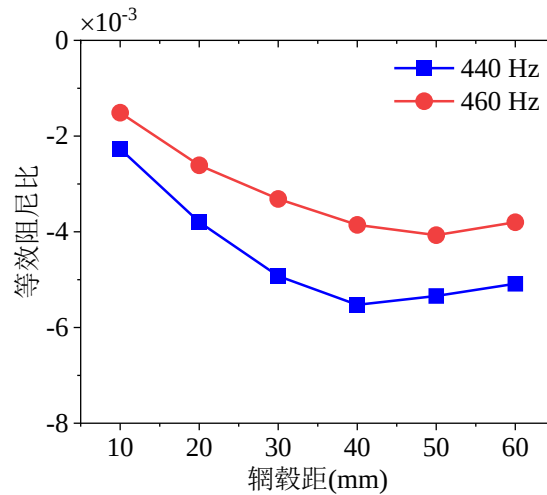


图 5-9 主导不稳定振动等效阻尼比随“S”型辐板车轮辋毂距的变化

图 5-10 所示为直辐板车轮的辋毂距对轮轨系统不稳定振动的影响。同样，直辐板车轮的辋毂距也同样显著地影响了轮轨系统的不稳定振动。辋毂距在 6~32 mm 范围内，随着辋毂距的增加，轮轨系统出现了更加不稳定的模态。这些不稳定模态的等效阻尼比随着辋毂距的增加而减小。随着辋毂距的增加，摩擦自激振动发生的可能性会显著增加。辋毂距在 32~50 mm 范围内，不稳定模态随辋毂距的变化略有差异。当轴向距离为 6 mm 时，轮轨系统中只出现两种等效阻尼比小于 -0.001 的不稳定模态，都无法克服系统阻尼而发展。当车轮辋毂距小于 6 mm 时，轮轨系统中将不会出现任何不稳定模态。图 5-11 所示为主导不稳定模态在 440 Hz 和 460 Hz 附近的等效阻尼比随直辐板车轮辋毂距的变化。在 6~32 mm 的范围内，随着辋毂距的增加，等效阻尼比显著降低。随着辋毂距的不断增加，等效阻尼比趋于稳定。

根据以上研究结果可以得出，车轮辋毂距对轮轨系统的不稳定振动有显著的影响。减小轴向距离可以有效地抑制轮轨系统的摩擦自激振动，从而控制地铁小半径曲线轨道上的短波波磨。不论直辐板车轮还是“S”型辐板车轮，当车轮的辋毂距小于一定值时，轮轨系统中的不稳定振动模态会完全消失。其中，对于“S”型辐板车轮辋毂距小于或等于 0 mm 时，可以完全消除由轮轨摩擦自激振动引起的钢轨波磨。对于直辐板车轮，当辋毂距减小到 6 mm 以下时，也可以实现消除钢轨波磨的目标。

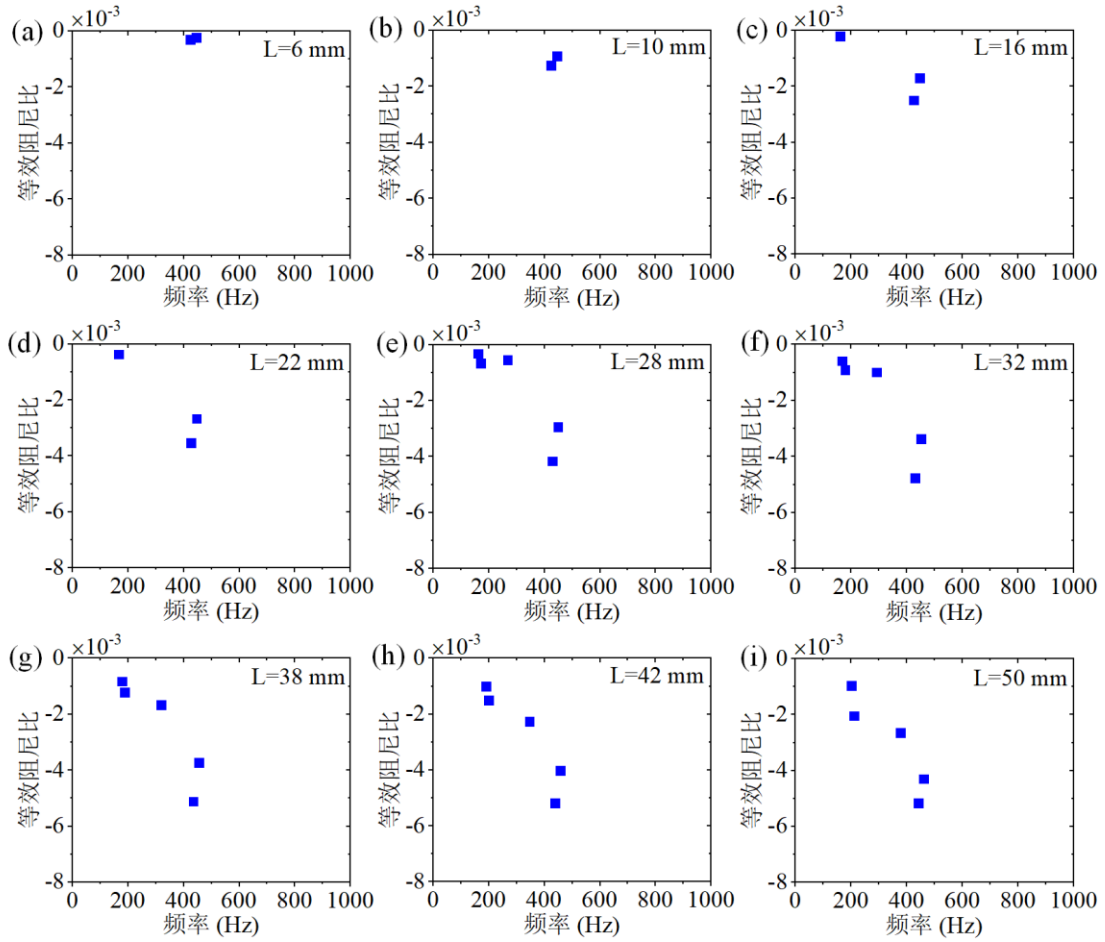


图 5-10 轮轨距对直辐板结构的轮轨系统不稳定振动的影响

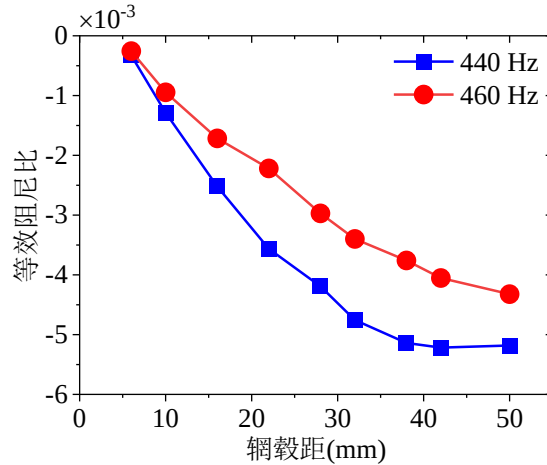


图 5-11 主导不稳定振动等效阻尼比随直辐板车轮轮轨距的变化

5.2.3 车轮轮辋厚的影响

由于磨损，轮辋的厚度（见图 5-12）会随着运行里程的增加而变薄。轮辋的厚度如何影响轮轨系统的不稳定振动是一个重要的研究课题。本节研究了轮辋厚度对轮轨系统稳定性的影响。图 5-13 所示为轮轨系统的不稳定模态随直辐

板车轮轮辋厚度的变化，可以看出，轮辋厚度对不稳定模态频率分布变化影响较小。然而，等效阻尼比随着轮辋厚度的增加而显著降低。图 5-14 所示为主导不稳定振动在 440 Hz 附近的等效阻尼比随轮辋厚度的变化，主导不稳定振动的等效阻尼比随轮辋厚度的减小而减小。这说明随着轮辋厚度的减小，轮轨系统会变得更加不稳定。

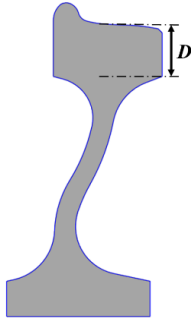


图 5-12 轮辋厚度示意图

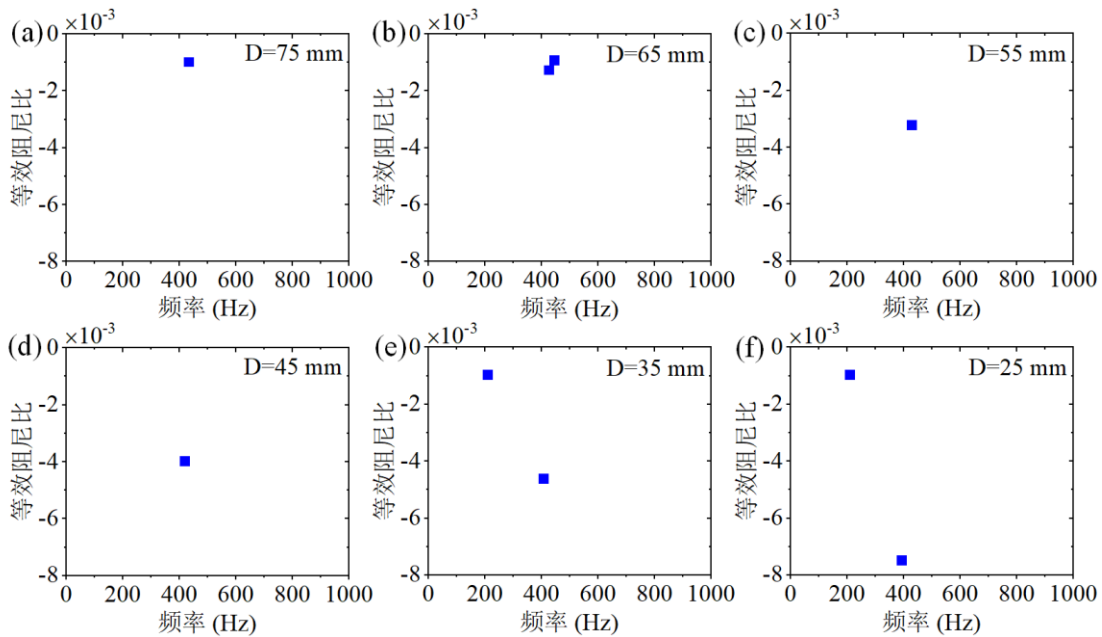


图 5-13 轮辋厚度对直辐板结构的轮轨系统不稳定振动的影响

图 5-15 所示为轮轨系统的不稳定振动随“S”型辐板车轮轮辋厚度的变化。同样，轮辋厚度对不稳定模态频率分布的影响也很小。然而，等效阻尼比随轮辋厚度的变化是明显的。图 5-16 所示为范围在 460 Hz 左右的主导不稳定振动的等效阻尼比随轮辋厚度的变化。随着轮辋厚度的变薄，不稳定振动的等效阻尼比也随之减小。

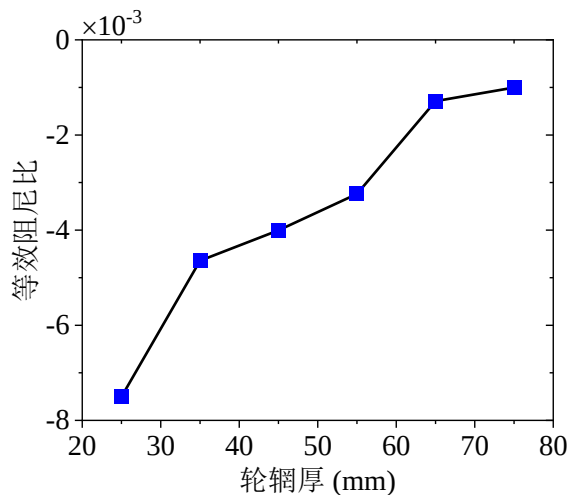


图 5-14 主导不稳定振动的等效阻尼比随轮辋厚度的变化

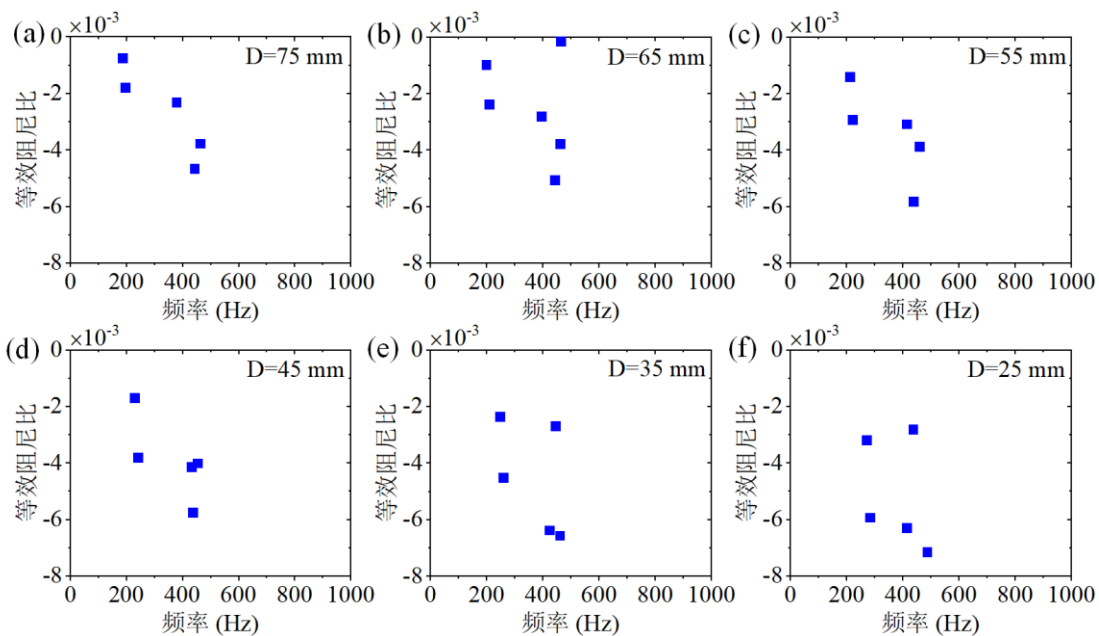


图 5-15 轮辋厚度对“S”辐板结构的轮轨系统不稳定振动的影响

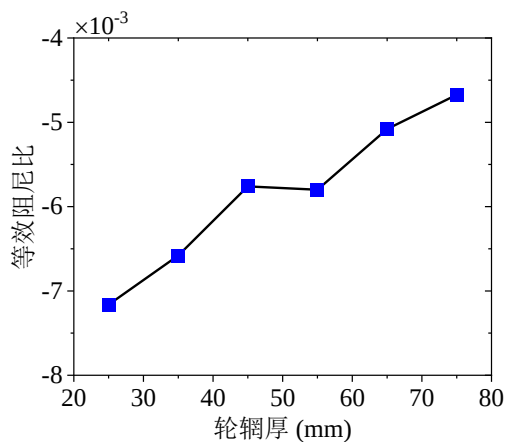


图 5-16 主导不稳定振动的等效阻尼比随轮辋厚度的变化

从上述结果可以看出,随着车轮磨损的增加,轮辋厚度不断变薄,轮轨系统的不稳定振动越容易引发,钢轨波磨发生的机率变大。因此,及时更换磨损严重的车轮有利于抑制小半径曲线轨道上的短波波磨。

5.3 弓型辐板结构的车轮设计对短波波磨的影响

5.3.1 辐板曲率的影响

本节将研究辐板曲率对轮轨系统不稳定振动的影响。图 5-17 为弓型辐板结构车轮示意图,由 5.2 节中的直辐板结构车轮优化设计而来。为了控制变量以得到可靠的结果,不改变轮辋与轮毂的相对位置,车轮踏面、滚动半径以及轮轴半径等建模参数均一致。图 5-17(a)为弓型辐板结构,其由四段半径分别为 r_1 、 r_2 、 r_3 、 r_4 的过渡短圆弧,和一段决定车轮辐板形状、半径为 R_1 的长圆弧构成,辐板厚度为 25 mm。根据此辐板结构,设计了不同半径 R_1 的弓型辐板结构的车轮,弓型辐板半径 R_1 范围从 275 mm 到 400 mm,以 25 mm 为跨度,设计了六种不同辐板结构的车轮。

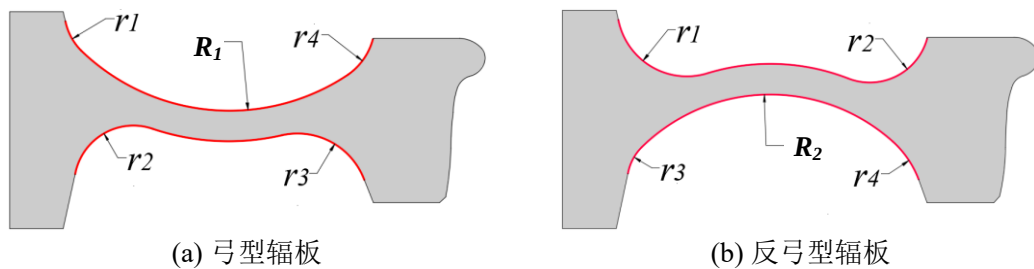


图 5-17 弓型辐板结构示意图

图 5-18 所示为轮轨系统等效阻尼比随辐板曲率的变化,辐板半径 R_1 在 350 mm 到 400 mm 范围内,随着辐板曲率的减小,负等效阻尼比出现并逐渐减小。值得注意的是,辐板半径 R_1 在 275 mm 到 325 mm 范围内的车轮的分析结果中均未出现负等效阻尼比,这意味着在此半径范围内的轮轨系统不会受到摩擦自激振动的影响。与前一小节的分析结果相对比,可以看出采用弓型辐板结构的轮轨系统在稳定性方面表现更佳,优于直辐板和“S”型辐板结构,充分验证了弓型辐板结构设计的优越性。

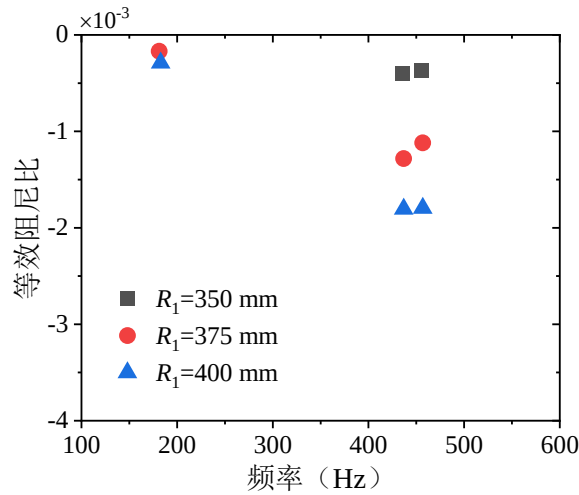


图 5-18 弓型辐板曲率对轮轨系统不稳定振动的影响

图 5-17(b)所示为反弓型辐板结构的车轮设计，其基本结构与弓型辐板车轮相似，但中间长圆弧的弯曲方向与之相反。基于这种辐板设计，设计了五种不同辐板半径 R_2 的反弓型辐板结构的的车轮，辐板半径 R_2 以 300 mm 到 400 mm 为范围，以 25 mm 为跨度。图 5-19 所示为不同辐板曲率的反弓型辐板结构的等效阻尼比分布。与直辐板、弓型辐板结构分析结果相比，反弓型辐板结构的负等效阻尼比明显减小，这意味着反弓型辐板结构的轮轨系统更加不稳定。随着辐板曲率增大，等效阻尼比也随之变小，钢轨波磨发生的机率也变大。

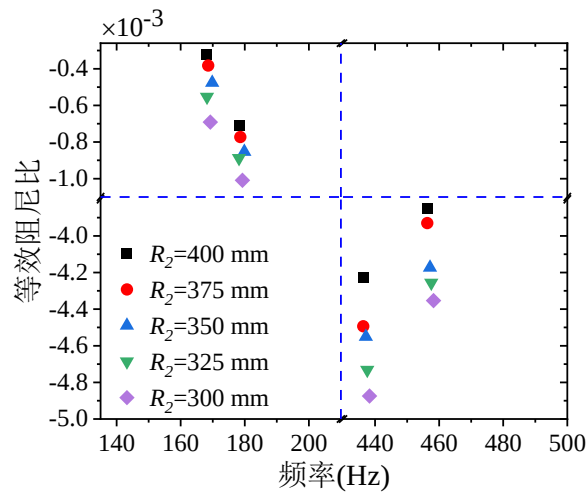


图 5-19 反弓型辐板曲率对轮轨系统不稳定振动的影响

根据以上研究结果可以看出，车轮辐板的曲率对轮轨系统的振动稳定性有显著影响。相较于传统的直辐板和“S”型辐板车轮，弓型辐板车轮能有效抑制或消除由摩擦自激振动引起的钢轨波磨，并且辐板曲率越大，抑制效果越明显。可见，采用弓型辐板结构的的车轮在提升轮轨系统稳定性方面具有显著优势，相

反地，反弓型辐板结构可能会加剧轮轨系统的不稳定振动，从而加速钢轨波磨的形成和发展。

5.3.2 车轮变形量的影响

无论是直辐板、“S”型辐板，还是弓型辐板，辐板结构对轮轨系统不稳定振动的影响明显。通过对比不同辐板结构的轮轨系统有限分析结果发现，车轮在重力的作用下在与钢轨接触后，车轮产生了微小的变形。本节将研究车轮变形程度与轮轨系统不稳定振动的关系，图 5-20 所示为“S”型辐板受到接触力前后的变形对比图。为了便于观察，对变形量作了放大，比例因子为 1000。可以看出，车轮在接触力的作用下，发生了微小的变形，且在轴向上最为明显。并且，在撤去接触力后，车轮又恢复原状，因此这种变形为弹性变形。为充分体现不同结构辐板的轴向变形程度，在图 5-21 所示位置记录轴向变形 dy 作为衡量车轮变形程度的标准。

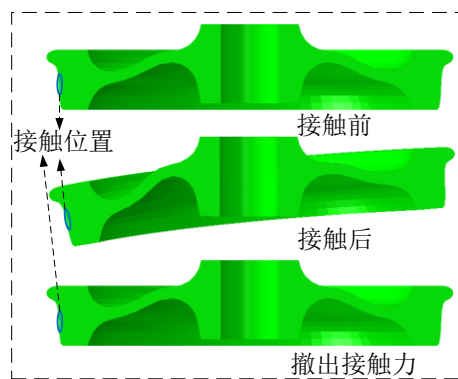


图 5-20 车轮变形前后对比图

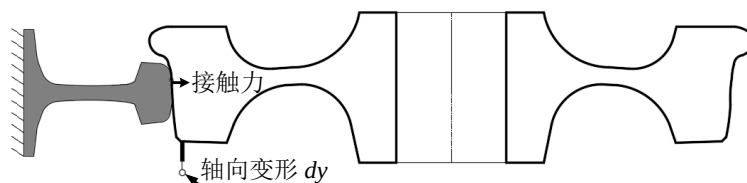


图 5-21 车轮轴向变形示意图

图 5-22 反映了不同辐板结构车轮的轴向变形 dy 随接触力的变化情况，可以看出，不同辐板结构的车轮轴向变形存在明显差异，轴向变形分为两个方向，一部分趋向内轨，一部分趋向外轨，结合本文研究结果发现，当轴向变形趋于内轨时，轮轨系统不存在不稳定的模态，当轴向变形趋于外轨时，斜率越小，越容易导致摩擦自激振动的发生。

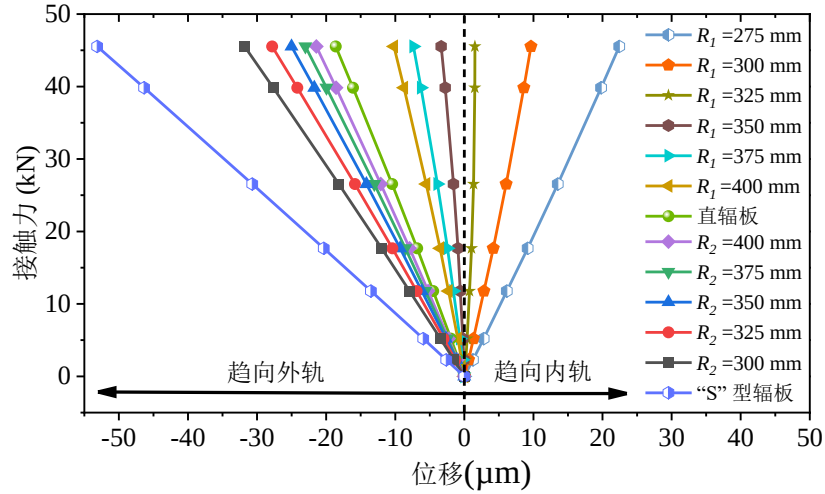


图 5-22 车轮轴向变形随接触力的变化

图 5-23 所示为两种频率在 450 Hz 左右的主导不稳定振动模式的等效阻尼比和轮轨稳定接触时轴向变形 dy 的关系，当车轮的轴向位移指向外轨时，钢轨稳定接触时的轴向变形 dy 的绝对值越大，主导不稳定振动模式的等效阻尼比绝对值越大，轮轨系统越不稳定。

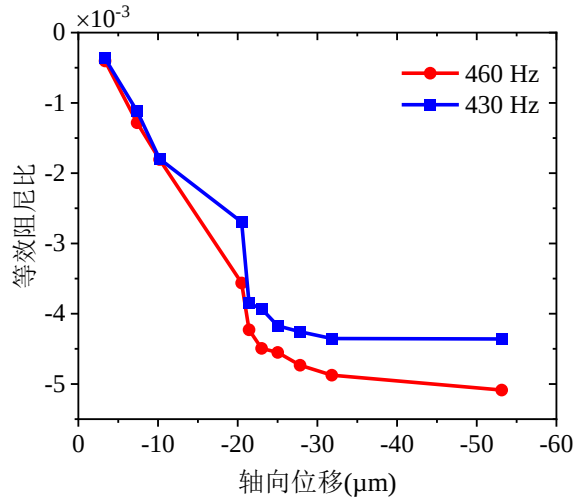


图 5-23 主导不稳定振动的等效阻尼比随轴向位移 dy 的变化

根据崔晓璐等^[92, 93]研究结果，钢轨扣件刚度和轮轨间的摩擦系数对轮轨系统稳定性具有显著影响。为验证“车轮轴向变形指向内轨时，轮轨系统的不稳定振动模式消失”的结论在不同工况下的普适性，本节选用科隆蛋扣件、梯形轨枕扣件、DTV12扣件、先锋扣件以及浮轨式减振扣件，替代原模型中的e型弹条扣件，对不同工况下的轮轨系统有限元模型重新计算。此外，将轮轨系统中摩擦系数从原来的 0.3，分别调整为 0.2、0.4、0.5，并进行相应计算。结果表明，无论扣件系统如何改变，或轮轨接触摩擦系数作何调整，车轮轴向变形指向内

轨时，轮轨系统中均未出现不稳定模态，证实本研究结论的广泛适用性。

可见，车轮轴向位移对车辆运行稳定性影响显著，可作为车轮设计阶段的考量。若在车轮开发的早期阶段就充分考虑车轮与钢轨接触时的轴向变形，将能够有效减轻甚至消除地铁小半径曲线轨道上出现的短波波磨问题。

5.4 本章小结

基于复特征值分析，研究了车轮结构对轮轨系统稳定性的影响。通过对车轮结构参数的灵敏度分析，探讨了小半径曲线轨道上短波波磨的控制措施。可以得出以下结论：

（1）由饱和蠕变力引起的轮轨系统的摩擦自激振动是引起地铁小半径曲线轨道上短波波磨的成因。对于目前采用的两种辐板结构的车轮，由饱和蠕变力引起的轮轨系统的摩擦自激振动是不可避免的。然而，采用“S”型辐板的轮轨系统比采用直辐板的轮轨系统更不稳定。用直辐板车轮代替“S”型辐板车轮可以抑制但不能消除由摩擦自激振动引起的短波波磨。

（2）车轮辋毂距显著地影响了轮轨系统的稳定性。通过减少辋毂距，可以显著降低不稳定振动的发生可能性。对于采用“S”型辐板的车轮，辋毂距小于或等于 0 mm 时，轮轨系统的不稳定振动将消失，摩擦自激振动引起的短波波磨将完全消除。对于采用直辐板的车轮，辋毂距小于或等于 6 mm，轮轨系统的不稳定振动将消失。

（3）车轮的轮辋厚度对轮轨系统的稳定性也有明显的影响。随着车轮磨损幅度的增加，轮轨系统不稳定振动和短波波磨的发生概率会增大。增加车轮轮辋厚度有利于控制短波波磨。

（4）通过对辐板结构优化，设计出弓型辐板结构的车轮，其结构相较于传统的直辐板与“S”型辐板的车轮，轮轨系统运行稳定性更加优越。而反弓型辐板结构则可能加剧轮轨系统不稳定振动。

第 6 章 总结与展望

6.1 论文工作总结

本研究针对地铁线路中的短波波磨现象，通过数值仿真方法，并对比我国地铁线路上钢轨波磨的实际情况，从轮轨动态响应的角度，结合轮轨系统模态分析，探讨短波波磨的形成机理。研究的主要结论包括：

（1）传统轮轨瞬态滚动分析中，在显式动力学分析的初始阶段由于离心力的突然加载，轮轨系统无法快速收敛到稳态值，而改进的分析模型利用稳态传输分析，在显式动力学分析之前给车轮添加了一个旋转加速度，避免了离心力瞬时加载所带来的初始扰动，轮轨系统可以快速收敛到稳态值。

（2）凹坑不平顺激发了轨道上频率为 460 Hz 的固有模态，引发轮轨间的高频振动，导致轮轨接触斑内的磨损率发生波动，诱发了地铁直线线路上波长范围为 40~50 mm 的短波波磨形成。此外，车辆速度的提升会引起轮轨接触力振幅的增大。在车轮通过凹坑后的自由振动阶段，垂向接触力的振动主导频率不会随着波长和速度的变化而有显著变化。

（3）当车辆通过使用科隆蛋扣件轨道的波磨路段时，通过扣件支撑区段后接触力振动幅度显著增大。当车辆以 80 km/h 通过波长为 50 mm 的波磨路段时会引发轮轨系统共振，此时轮轨垂向接触力的振动最为剧烈。此外，牵引系数的增加可能导致轮轨间的打滑和加速磨损。波磨磨损深度超过 0.1 mm 后，轮轨间的接触力接近于零。扣件类型对轮轨动态响应有显著影响，采用科隆蛋扣件的轮轨系统出翔接触力响应在波磨区段的比使用 DTVI2 扣件的更剧烈。

（4）当车辆通过地铁小半径曲线低轨路段时，饱和蠕变力引起的摩擦自激振动是地铁小半径曲线轨道上短波波磨的主要成因。“S”型辐板车轮相比于直辐板车轮更加容易引起摩擦自激振动。增加车轮辋毂距和轮辋厚度有助于降低不稳定振动发生的可能性，当“S”型辐板车轮的辋毂距调整至小于或等于 0 mm，或者直辐板车轮的辋毂距调整至小于或等于 6 mm 时，可以有效消除轮轨系统的不稳定振动。相比于传统的直辐板或“S”辐板结构的车轮，弓型辐板结构的车轮，可显著提升轮轨系统的稳定性。

6.2 展望与建议

钢轨波磨的成因至今仍是铁路工程领域中一个悬而未决的挑战。目前，大量学者正致力于推进理论创新，力求综合考量更多相关因素，从而更加深入的理解钢轨波磨的形成。本文通过轮轨动力学分析以及轮轨高频动态分析研究了地铁线路上短波波磨的形成原因，并提出了一些可能的控制措施。然而，钢轨波磨的研究涉及的学科复杂，并且实际工况远比理论研究更加复杂，未来的研究可以在以下几个方面进行拓展：

（1）本文主要研究牵引工况下的轮轨瞬态接触特性，未来研究可以增加对制动工况的研究，并探究轨道坡度对波磨发展的具体影响，或研究不同环境条件（如温度、湿度、污染等）和运营条件（如车速、载荷、行车间隔等）对波磨形成的影响。

（2）本文利用地铁轮轨瞬态仿真方法对地铁线路钢轨短波病害进行探索性研究。在条件允许的情况下，未来可以加强现场测试工作，收集实际运营条件下的轮轨系统数据，以验证理论模型和仿真结果的准确性。同时，通过现场试验来评估不同控制措施的有效性。

（3）钢轨波磨的形成机理复杂，涉及多种动力学和材料学因素。未来的研究可以进一步深入探讨钢轨波磨的形成过程，包括材料疲劳、磨损机制以及轮轨接触动力学等。同时开展理论分析、数值仿真以及与现场测试相结合的研究，全面探索并揭示钢轨波磨的形成机理。

参考文献

- [1] 顾保南, 叶霞飞. 城市轨道交通工程[M]. 武汉: 华中科技大学出版社, 2015.
- [2] 谷永磊. 高速铁路无砟轨道钢轨波浪形磨损机理研究[D]. 北京: 北京交通大学, 2017.
- [3] Zarembski A M. Classifying rail corrugation[J]. *Railway Track and Structures*, 1994: 12-13.
- [4] 朱海燕, 袁遥, 肖乾, 等. 钢轨波磨研究进展[J]. *交通运输工程学报*, 2021, 21(3): 110-133.
- [5] Zarembski A M. Type of rail corrugation. *Railway Gazette International*[J]. 1989, 85(8): 12-13.
- [6] Suda Y, Komine H, Iwasa T, et al. Experimental study on mechanism of rail corrugation using corrugation simulator[J]. *Wear*, 2002, 253(1-2): 162-171.
- [7] Mair R I, Groenhout R. Prediction of rail steel strength requirements—A reliability approach[J]. *Rail Steels—Developments, Processing, and Use*, 1978.
- [8] Mair R I. Track design to prevent long-pitch rail corrugation[J]. *Bulletin*, 1983, 84(3): 289-300.
- [9] Böhmer A, Klimpel T. Plastic deformation of corrugated rails—a numerical approach using material data of rail steel[J]. *Wear*, 2002, 253(1-2): 150-161.
- [10] Suda Y, Iguchi M. Basic study of corrugation mechanism on rolling contact in order to control rail surfaces[C]. *Proceedings of the 11th IAVSD Symposium*, 1989: 566-577.
- [11] 温泽峰, 金学松. 非稳态载荷下轮轨滚动接触及其钢轨波磨研究[J]. *摩擦学学报*, 2007, 27(3): 252-258.
- [12] Wen Z F, Jin X S, Xiao X B, et al. Effect of a scratch on curved rail on initiation and evolution of plastic deformation induced rail corrugation[J]. *International Journal of Solids and Structures*, 2008, 45(7-8): 2077-2096.
- [13] Grassie S L, Kalousek J. Rail corrugation: characteristics, causes and treatments[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F*:

- Journal of Rail and Rapid Transit, 1993, 207(1): 57-68.
- [14]Grassie S L. Rail corrugation: advances in measurement, understanding and treatment[J]. Wear, 2005, 258(7-8): 1224-1234.
- [15]Grassie S L. Rail corrugation: characteristics, causes, and treatments[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, 2009, 223(6): 581-596.
- [16]Grassie S L. Rail irregularities, corrugation and acoustic roughness: characteristics, significance and effects of reprofiling[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, 2012, 226(5): 542-557.
- [17]Hempelmann K, Knothe K. An extended linear model for the prediction of short pitch corrugation[J]. Wear, 1996, 191(1-2): 161-169.
- [18]Knothe K, Groß-thebing A. Short wavelength rail corrugation and non-steady-state contact mechanics[J]. Vehicle system dynamics, 2008, 46(1-2): 49-66.
- [19]Grassie S, Knothe K, Groß-thebing A. Comments and response to comments on ‘Short wavelength rail corrugation and non-steady-state contact mechanics’[J]. Vehicle System Dynamics, 2008, 46(1-2): 67-70.
- [20]Müller S. A linear wheel-track model to predict instability and short pitch corrugation[J]. Journal of Sound and Vibration, 1999, 227(5): 899-913.
- [21]Jin X S, Xiao X B, Wen Z F, et al. Effect of sleeper pitch on rail corrugation at a tangent track in vehicle hunting[J]. Wear, 2008, 265(9-10): 1163-1175.
- [22]Ishida M, Moto T, Takikawa M. The effect of lateral creepage force on rail corrugation on low rail at sharp curves[J]. Wear, 2002, 253(1-2): 172-177.
- [23]Egana J I, Vinolas J, Gil-negrete N. Effect of liquid high positive friction (HPF) modifier on wheel-rail contact and rail corrugation[J]. Tribology International, 2005, 38(8): 769-774.
- [24]Daniel W J T, Horwood R J, Meehan P A, et al. Analysis of rail corrugation in cornering[J]. Wear, 2008, 265(9-10): 1183-1192.
- [25]Eadie D T, Santoro M, Oldknow K, et al. Field studies of the effect of friction

- modifiers on short pitch corrugation generation in curves[J]. *Wear*, 2008, 265(9-10): 1212-1221.
- [26] Collette C, Vanhonacker P, Bastaits R, et al. Comparison between time and frequency studies of a corrugated curve of RER Paris network[J]. *Wear*, 2008, 265(9-10): 1249-1258.
- [27] Ishida M, Ban T, Iida K, et al. Effect of moderating friction of wheel/rail interface on vehicle/track dynamic behaviour[J]. *Wear*, 2008, 265(9-10): 1497-1503.
- [28] Grassie S L, Elkins J A. Tractive effort, curving and surface damage of rails: Part 1. Forces exerted on the rails[J]. *Wear*, 2005, 258(7-8): 1235-1244.
- [29] Suda Y. Effects of vibration system and rolling conditions on the development of corrugations[J]. *Wear*, 1991, 144(1-2): 227-242.
- [30] Steenbergen M, Esveld C. Rail weld geometry and assessment concepts[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, 2006, 220(3): 257-271.
- [31] Jenkins H H, Stephenson J E, Clayton G A, et al. The effect of track and vehicle parameters on wheel/rail vertical dynamic forces[J]. *Railway Engineering Journal*, 1974, 3(1): 2-16.
- [32] Cui X L, Chen G X, Yang H G, et al. A case study of rail corrugation phenomenon based on the viewpoint of friction-induced oscillation of a wheelset-track system[J]. *Journal of Vibroengineering*, 2017, 19(6): 4516-4530.
- [33] Cui X L, Chen G X, Yang H G, et al. Study on rail corrugation of a metro tangential track with Cologne-egg type fasteners[J]. *Vehicle System Dynamics*, 2016, 54(3): 353-369.
- [34] Cui X L, Chen G X, Yang H G, et al. Effect of the wheel/rail contact angle and the direction of the saturated creep force on rail corrugation[J]. *Wear*, 2015, 330: 554-562.
- [35] Chen G X, Zhou Z R, Ouyang H, et al. A finite element study on rail

- corrugation based on saturated creep force-induced self-excited vibration of a wheelset-track system[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2010, 329(22): 4643-4655.
- [36]Frederick C O. A rail corrugation theory[C]. *Proceedings of the Second Conference on the Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems*. Kingston: University of Vaterloo Press, 1986.
- [37]Valdivia A R. A linear dynamic wear model to explain the initiating mechanism of corrugation[J]. *Vehicle System Dynamics*, 1987, 17(sup1): 493-496.
- [38]Tassilly E, Vincent N. Rail corrugations: analytical model and field tests[J]. *Wear*, 1991, 144(1-2): 163-178.
- [39]Tassilly E, Vincent N. A linear model for the corrugation of rails[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 1991, 150(1): 25-45.
- [40]Hempelmann K, Knothe K. An extended linear model for the prediction of short pitch corrugation[J]. *Wear*, 1996, 191(1-2): 161-169.
- [41]Müller S. A linear wheel-rail model to investigate stability and corrugation on straight track[J]. *Wear*, 2000, 243(1): 122-132.
- [42]Gomez I, Vadillo E G. A linear model to explain short pitch corrugation on rails[J]. *Wear*, 2003, 255(7-12): 1127-1142.
- [43]Nielsen J C O, Lund N R, Johansson A, et al. Train-track interaction and mechanisms of irregular wear on wheel and rail surfaces[J]. *Vehicle System Dynamics*, 2003, 40(1-3): 43-54.
- [44]Correa N, Vadillo E G, Santamaria J, et al. A versatile method in the space domain to study short-wave rail undulatory wear caused by rail surface defects[J]. *Wear*, 2016, 352(1): 196-208.
- [45]Igeland A, Ilias H. Rail head corrugation growth predictions based on non-linear high frequency vehicle/track interaction[J]. *Wear*, 1997, 213(1): 90-97.
- [46]Nielsen J C O. Numerical prediction of rail roughness growth on tangent railway tracks[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2003, 267(3): 537-548.
- [47]Torstensson P T, Nielsen J C O. Monitoring of rail corrugation growth due to

- irregular wear on a railway metro curve[J]. *Wear*, 2009, 267(1-4): 556-561.
- [48]Torstensson P T, Nielsen J C O. Simulation of dynamic vehicle-track interaction on small radius curves[J]. *Vehicle System Dynamics*, 2011, 49(11): 1711-1732.
- [49]Torstensson P T, Schilke M. Rail corrugation growth on small radius curves- Measurements and validation of a numerical prediction model[J]. *Wear*, 2013, 303(1-2): 381-396.
- [50]Wu T X, Thompson D J. An investigation into rail corrugation due to micro-slip under multiple wheel/rail interactions[J]. *Wear*, 2005, 258(7-8): 1115-1125.
- [51]Wu T X. Parametric excitation of wheel/track system and its effects on rail corrugation[J]. *Wear*, 2008, 265(9-10): 1176-1182.
- [52]Sun Y Q, Simson S. Wagon-track modelling and parametric study on rail corrugation initiation due to wheel stick-slip process on curved track[J]. *Wear*, 2008, 265(9-10): 1193-1201.
- [53]Meehan P A, Daniel W J T, Campey T. Prediction of the growth of wear-type rail corrugation[J]. *Wear*, 2005, 258(7-8): 1001-1013.
- [54]Sheng X, Thompson D J, Jones C J C, et al. Simulations of roughness initiation and growth on railway rails[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2006, 293(3-5): 819-829.
- [55]Jin X S, Wen Z F, Zhang W, et al. Numerical simulation of rail corrugation on a curved track[J]. *Computers and Structures*, 2005, 83(25-26): 2052-2065.
- [56]Jin X S, Wen Z F, Wang K Y, et al. Three-dimensional train-track model for study of rail corrugation[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2006, 293(3-5): 830-855.
- [57]李伟. 地铁钢轨波磨成因及其对车辆/轨道行为的影响[D]. 成都: 西南交通大学, 2015.
- [58]Ling L, Li W, Shang H X, et al. Experimental and numerical investigation of the effect of rail corrugation on the behaviour of rail fastenings[J]. *Vehicle System Dynamics*, 2014, 52(9): 1211-1231.

- [59] Li W, Wang H, Wen Z, et al. An investigation into the mechanism of metro rail corrugation using experimental and theoretical methods[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, 2016, 230(4): 1025-1039.
- [60] 李霞. 地铁钢轨波磨形成机理研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2012.
- [61] Baeza L, Vila P, Xie G, et al. Prediction of rail corrugation using a rotating flexible wheelset coupled with a flexible track model and a non-Hertzian/non-steady contact model[J]. Journal of Sound and Vibration, 2011, 330(18-19): 4493-4507.
- [62] Vila P, Fayos J, Baeza L. Simulation of the evolution of rail corrugation using a rotating flexible wheelset model[J]. Vehicle System Dynamics, 2011, 49(11): 1749-1769.
- [63] Vila P, Baeza L, Martínez-Casas J, et al. Rail corrugation growth accounting for the flexibility and rotation of the wheel set and the non-Hertzian and non-steady-state effects at contact patch[J]. Vehicle System Dynamics, 2014, 52(sup1): 92-108.
- [64] 刘学毅, 王平, 万复光. 重载线路钢轨波形磨耗成因研究[J]. 铁道学报, 2000, 22(1): 98-103.
- [65] 伍曾, 刘学毅, 姚令侃. 钢轨波磨的分形描述及动力仿真分析[J]. 西南交通大学学报, 2009, 44(5): 721-725.
- [66] 张立民, 张卫华. 轮轨波磨形成机理与再现试验[J]. 西南交通大学学报, 2005, (4): 435-439.
- [67] 金学松, 李霞, 李伟, 等. 铁路钢轨波浪形磨损研究进展[J]. 西南交通大学学报, 2016, 51(2): 264-273.
- [68] Clark R A. Slip-stick vibrations may hold the key to corrugation puzzle[J]. Railway Gazette International, 1984, 7: 531-533.
- [69] Clark R A, Scott G A, Poole W. Short wave corrugation-an explanation based on stick-slip vibrations[J]. Applied Mechanics Rail Transportation Symposium. 1988, 96: 141-148.

- [70]Brockley C A, Ko P L. An investigation of rail corrugation using friction-induced vibration theory[J]. *Wear*, 1988, 128(1): 99-106.
- [71]Baumann G, Fecht H J, Liebelt S. Formation of white-etching layers on rail treads[J]. *Wear*, 1996, 191(1-2): 133-140.
- [72]Müller S. A linear wheel-track model to predict instability and short pitch corrugation[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 1999, 227(5): 899-913.
- [73]Müller S. A linear wheel-rail model to investigate stability and corrugation on straight track[J]. *Wear*, 2000, 243(1): 122-132.
- [74]Bhaskar A, Johnson K L, Wood G D, et al. Wheel-rail dynamics with closely conformal contact. Part 1: Dynamic modelling and stability analysis[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, 1997, 211(1): 27-40.
- [75]Böhmer A, Klimpel T. Plastic deformation of corrugated rails—a numerical approach using material data of rail steel[J]. *Wear*, 2002, 253(1-2): 150-161.
- [76]Suda Y. Effects of vibration system and rolling conditions on the development of corrugations[J]. *Wear*, 1991, 144(1-2): 227-242.
- [77]Matsumoto A, Sato Y, Ono H, et al. Formation mechanism and countermeasures of rail corrugation on curved track[J]. *Wear*, 2002, 253(1-2): 178-184.
- [78]Suda Y, Hanawa M, Okumura M, et al. Study on rail corrugation in sharp curves of commuter line[J]. *Wear*, 2002, 253(1-2): 193-198.
- [79]Suda Y, Iwasa T, Komine H, et al. Development of onboard friction control[J]. *Wear*, 2005, 258(7-8): 1109-1114.
- [80]Suda Y, Komine H, Iwasa T, et al. Experimental study on mechanism of rail corrugation using corrugation simulator[J]. *Wear*, 2002, 253(1-2): 162-171.
- [81]Matsumoto K, Suda Y, Komine H, et al. A proposal of wheel/rail contact model for friction control[J]. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2005, 19: 437-443.
- [82]Matsumoto K, Suda Y, Iwasa T, et al. A method to apply friction modifier in railway system[J]. *JSME International Journal Series C Mechanical Systems*,

- Machine Elements and Manufacturing, 2004, 47(2): 482-487.
- [83]Matsumoto A, Sato Y, Ohno H, et al. A new measuring method of wheel-rail contact forces and related considerations[J]. Wear, 2008, 265(9-10): 1518-1525.
- [84]刘学毅. 钢轨波形磨耗成因研究[D]. 成都: 西南交通大学, 1996.
- [85]Wu B W, Wang W J, Pan J B, et al. Study on corrugated wear on high-speed railways based on an improved finite element model of wheel-rail rolling contact[J]. Tribology International, 2023, 179: 108199.
- [86]吴波文. 制动对车轮多边形磨耗和钢轨波磨影响的研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2020.
- [87]Yuan Z D, Zhu S Y, Chang C, et al. An unsupervised method based on convolutional variational auto-encoder and anomaly detection algorithms for light rail squat localization[J]. Construction and Building Materials, 2021, 313: 125563.
- [88]崔晓璐, 钱韦吉, 张青, 等. 直线线路科隆蛋扣件地段钢轨波磨成因的理论研究[J]. 振动与冲击, 2016, 35(13): 114-152.
- [89]陈晓丽, 陈光雄, 夏晨光, 等. 地铁轨道曲线半径与钢轨波磨的相关性研究[J]. 润滑与密封, 2021, 46(01): 124-129+110.
- [90]陈光雄, 崔晓璐, 王科. 高速列车车轮踏面非圆磨耗机理[J]. 西南交通大学学报, 2016, 51(02): 244-250.
- [91]Meehan P A, Bellette P A, Horwood R J. “Does god play dice with corrugations?”: Environmental effects on growth[J]. Wear, 2014, 314(1-2): 254-260.
- [92]Cui X L, He Z Q, Huang B, et al. Study on the effects of wheel-rail friction self-excited vibration and feedback vibration of corrugated irregularity on rail corrugation[J]. Wear, 2021, 477: 203854.
- [93]崔晓璐, 陈光雄, 杨宏光. 轮对结构和扣件刚度对钢轨波磨的影响[J]. 西南交通大学学报, 2017, 52(1): 112-117.

攻读硕士学位期间取得的学术成果及参研项目

一、发表学术论文

[1] Wu B W, **Tang T C**, Pan J B, et al. Effect of the wheelset structure on short-pitch corrugation on tight curved track of subway[J]. Wear, 2023, 523(2023): 204831. (SCI)

[2] **Tang T C**, Wu B W, Wang W J, et al. Influence of wheel web structure on the tight-curve short-pitch corrugation of metro[J]. Journal of Vibroengineering, 2023, 25(8): 1602-1615. (EI)

[3] **Tang T C**, Zhao Z C, Wu B W, et al. Effect of train traction on the wheel polygonal wear of high-speed trains, [J]. Journal of Vibroengineering, 2024, 26(2): 414-426. (EI)

二、专利

[1] 潘家保, 汤天成, 武怀彪等. 一种用于旋转切削加工的反排屑刀具. 实用新型, ZL 2023 2 1842179.6, 2023(已授权).

[2] 潘家保, 汤天成, 汪奥等. 一种用于加工汽车发动机缸盖的快速换模装置. 实用新型, ZL 2023 2 2568415.6, 2023(已授权).

三、参研项目

[1] 安徽省高校自然科学研究项目(KJ2020A0360)

[2] 安徽省高校自然科学基金优青项目(2022AH030099)

致谢

在这篇论文的尾声，我想借此机会，向那些在我学术旅程中给予我支持与鼓励的人们表达我最深的谢意。

首先，我要感谢导师吴波文老师，并致以最崇高的敬意。您的智慧、耐心和指导，如同灯塔照亮我前行的道路。您给予的教诲与树立的榜样，将永远成为我人生旅途中的宝贵财富，指引我前行。同时，我还要感谢导师潘家保教授。您的严谨治学、严密逻辑、睿智宽容以及低调务实的生活态度，对我影响深远。在学术探索和人生道路上，您不仅是我的良师，更是我学习的榜样。

感谢叶东东老师、徐锐老师、闫伟老师、胡焰老师、浏阳成明老师和周彬老师，您们在论文撰写和研究方法上的指导，对我影响深远。在组会中，您的耐心指导、认真点评和生活关怀，让我在研究生阶段得以茁壮成长。

感谢合肥工业大学博士生杨广鑫大师兄，江苏大学博士生汪奥和叶锦师兄，感谢李贻良、李瑞、张建国、张太盛、邱天、王文静、王锦、和陈晴晴等同学。与你们一起度过的时光，是我研究生生涯中最宝贵的记忆。我们共同努力、探讨和成长，将成为我永远珍藏的财富。

对于我的家人，我怀着无尽的感激。是您们用宽广的胸怀和深沉的爱，包容我的一切，支持我追求学术的道路。我祝愿家人永远幸福安康。

尚模敦学 唯实惟新

