

# 钢轨短波波磨的产生机理

王步康, 谢友柏

(西安交通大学 润滑理论及轴承研究所, 陕西 西安 710049)

摘要: 通过对轮-轨系统进行动力学分析, 指出高频率的能量传播主要集中于轮轨之间 在对轮-轨系统进行有限元分析的基础上, 研究了轨道的受力情况和摩擦系数对应力分布的影响, 讨论了轨道的弹塑变形和安定极限

关键词: 轮轨; 波磨; 安定极限

中图分类号: TH117.3

文章标识码: A

文章编号: 1004-0595(2001)05-0375-04

自钢轨波浪形磨损(以下简称波磨)问题提出以来, 人们提出了许多模型和假说, 试图解释波磨的成因 Grassie 等<sup>[1]</sup>于 1993 年将波磨进行了分类, 总结了相应的失效机理和对策, 同时指出短波波磨(25~80 mm)的形成机理尚未查明 Hempelmann 等<sup>[2]</sup>研究了一种预测短波波磨的线性模型 Williams 等<sup>[3]</sup>解释了摩擦系数的变化对经过表面处理的材料的安定极限的影响 刘启跃等<sup>[4]</sup>对轮轨滚动接触磨损特性进行了实验研究 Bower 等<sup>[5]</sup>分析了钢轨表面的接触疲劳、磨损和安定极限, 计算了越过安定极限后的塑性发展, 并采用圆盘试验机对计算结果进行了验证 Zochowski 等<sup>[6]</sup>采用非线性接触和断裂力学理论, 用有限元方法分析了钢轨波磨的摩擦接触问题 陈光雄等<sup>[7]</sup>研究了与钢轨波磨相关的滚滑摩擦噪声的机理 Vadillo 等<sup>[8]</sup>总结发现, 缩短轨枕间距可以降低短波波磨发生的程度 鉴于人们对钢轨短波波磨的形成机理还缺乏清晰的认识, 本文作者立足于动力学和摩擦学的系统分析, 分析了钢轨短波波磨的机理

## 1 轮轨系统的动力学分析

### 1.1 计算模型

我们采用半车系统模型(见图 1), 对轮轨以外的部件按集中质量简化, 钢轨被视为连续弹性离散点支撑上的 Euler 梁, 轨下基础沿纵向被离散, 每个支撑单元采用双质量(轨枕和道床)3 层(钢轨-轨枕-道床-路基)弹簧-阻尼振动模型 轨道计算长度取 30 个轨枕, 采用 C62(转 8A)车辆, 铁轨规格为 60 kg/m, 枕木为“弦 69”, 设置为 1 760 根/公里 轨枕简化为集中

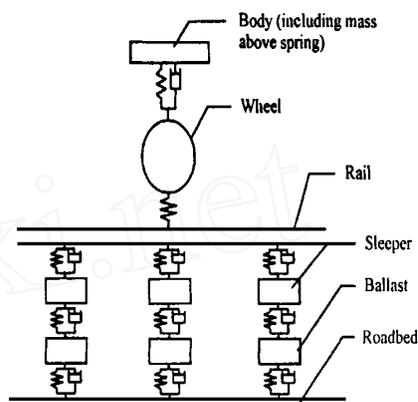


Fig 1 Vehicle and rail model  
图 1 力学模型示意图

质量块, 道床按其参振质量也简化为质量块  
运动方程如下:

$$[M] \ddot{X} + [C] \dot{X} + [K] X = [P] \quad (1)$$

式中:  $[M]$  为质量矩阵;  $[C]$  为阻尼矩阵;  $[K]$  为刚度矩阵;  $[P]$  为力矩阵

轨道表面切向力分布:

$$q = \mu p = \mu p_0 \sqrt{1 - (x/a)^2 - (y/b)^2} \quad (2)$$

式中:  $p_0$  为最大接触应力;  $\mu$  为摩擦系数;  $a, b$  接触椭圆区的长短轴

轨道波磨的波长:

$$L = \frac{V}{f} \quad (3)$$

式中:  $L$  表示波长;  $V$  表示车速

### 1.2 计算结果

取 20 阶模态进行分析, 结果见表 1. 可见: 在低

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(59935100).

收稿日期: 2001-01-03, 修回日期: 2001-04-15/联系人谢友柏

作者简介: 王步康, 男, 1965 年生, 博士生, 目前主要从事动力学和摩擦学研究

表 1 固有频率和模态

Table 1 Natural frequencies and model

Frequency	Body	Wheel	Rail	Sleeper	Ballast
10 9676	1418 6619	10 9749	0 4570	1 2115	1.0000
88 9813	0 0127	15 3574	9 5368	7 3544	1.0000
126 9156	- 0 0041	19 7456	7 4073	1 1414	1.0000
453 3823	0 0038	- 340 6865	- 477 3567	30 9968	1.0000
712 9615	- 0 0019	411 3442	- 342 6896	- 18 0189	1.0000
1344 6808	0 0989	- 478 4079	525 3116	- 47 8860	1.0000

频(10 Hz 以下)阶段轮轨基本不参振,车体和地基表现较强的振动;当频率较高时主要发生轨道结构的振动;系统的竖向振动固有频率从高到低表现为轨道振动、轮对振动、枕木道床振动和车体振动

## 2 轨道的有限元模型

在轮轨系统动力学分析的基础上进一步研究轨道受力。由于轮轨接触为非 Hertz 接触,用有限元法分析能更接近实际,所用的分析软件为 ANSYS 6

首先建立模型,识别接触对。使用面-面接触来模拟实际接触,将轨道作为“目标”面,车轮作为“接触”面。将其组合起来构成“接触对”(见图 2),然后定义

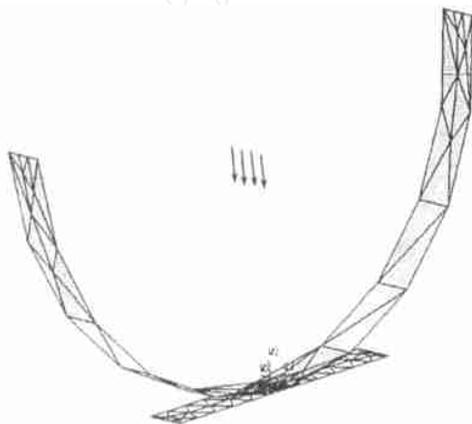


Fig 2 Contact pair  
图 2 接触对显示

接触单元类型和输入实常数。选择 CONTACT173 三维接触单元,它是具有 4 个节点的低阶四边形单元,也可能退化为 1 个 3 节点的三角形单元。实常数包括目标单元几何形状,法向接触刚度因子,最大穿透范围以及最大接触摩擦等(见图 3)。选择接触算法(罚函数+拉格朗日或罚函数)时需定义最大穿透范围,最大穿透范围的值影响着运算的迭代次数和收敛性。在摩擦类型中,粘着/滑动计算决定 1 个点何时发生从粘着状态到滑动状态或从滑动状态到粘着状态的

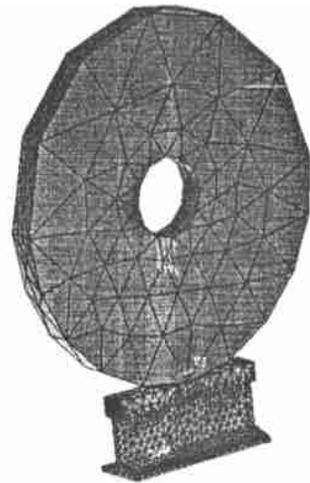


Fig 3 FE wheel-rail model  
图 3 网格划分模型

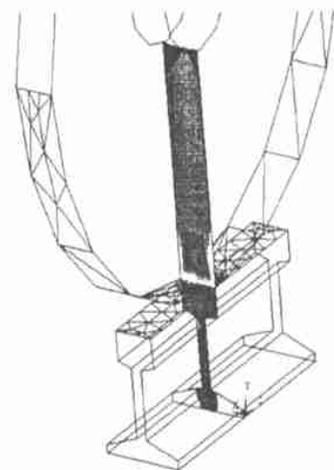


Fig 4 Contour of stress distribution  
图 4 应力分布图

转变。计算结果用 POST1(通用后处理器)或用 POST26(时间历程后处理器)进行观察(见图 4)。

## 3 分析

### 3.1 轴载的作用情况

在理想状态下,轮轨接触可视为正交圆柱体的

接触, 不考虑轮毂接触形式, 车轮半径 420 mm, 轨顶半径 300 mm, 当轴载为 110 kN 时, 最大接触应力为 1265 MPa 应力值大于钢轨的弹性极限, 轨道将发生塑变, 最终导致接触区发生变化, 使轮轨接触踏面廓形向趋于稳定的磨损状态发展 由 Melan 定理得到的安定极限  $p_s = \frac{4}{\sqrt{3}} \sigma_0$ , 形成的磨损状态是否继续发展, 取决于最大接触压应力值是否大于安定极限 在考虑有摩擦力的重复载荷作用情况下, 摩擦力(牵引力)的变化会引起安定极限的变化, 摩擦系数增大, 屈服点趋于移向接触表面 在动载荷作用下, 高频力有时达到 300 kN 以上, 在接触表面因有  $\tau_{max}, p_0 \sqrt{F}$ , 因此加速了轨道的塑变, 如果越过安定极限, 发生进一步塑变, 就会出现压溃现象 高频力的作用位置是根据轮轨系统的几何及运动参数(如枕木的排列方式、弹性大小、轨头的高低不平顺和车速等因素)来决定的 列车高速运行中, 在高频力的作用下, 轨道表面呈现出短波长的波磨特性 一旦出现波磨, 又会对轮轨系统产生不平顺的激励, 加剧波磨的发展

### 3.2 表面不同接触面积(区域)的影响

接触面积变化情况包括: 由于接触位置变化, 在轮轨接触初始状态下一般可认为是线-面接触, 当有横移时就会出现两点接触状态; 车轮直径不同造成接触面积的变化; 由于运行次数累积, 经过磨合或采用磨耗型车轮, 钢轨会有较大面积的接触问题 在磨损状态中接触面积为 200 mm<sup>2</sup> 左右, 这说明在轨道运行中接触受力状态是不同的 在受力较严峻的状态下, 轨道表层发生塑变, 很快进入磨损状态, 轮轨受力状况相对改善, 所以分析时要根据钢轨的服务时间来确定研究对象

### 3.3 摩擦系数的影响

在不同的摩擦状态下, 不仅磨损量不同, 实际表层的受力也不一样 计算中考虑摩擦系数从润滑状态到干摩擦的几种情况 由图 5 可以看出, 实际表层内的最大等效力趋于表面, 并且应力较单向的法向力作用较大, 这进一步加剧了表层的塑变 图 6 示出了在不同摩擦系数下最大等效力和最大剪应力位置的变化趋势 可以看出, 随着摩擦系数的增大, 应力的数值也增大, 并且位置移向表面 如果表层存在组织缺陷(如白核和初始裂纹等), 就会在这种重复力作用下发展扩大, 同时, 由于接触区域内粘着区和滑移区重新分配, 即粘着区面积增大, 滑移区面积减小, 切向(牵引)力增大 接触区的摩擦力必须是有限的, 超过此值, 则发生自旋现象

要提高材料的使用寿命和材料强度, 就必须考虑

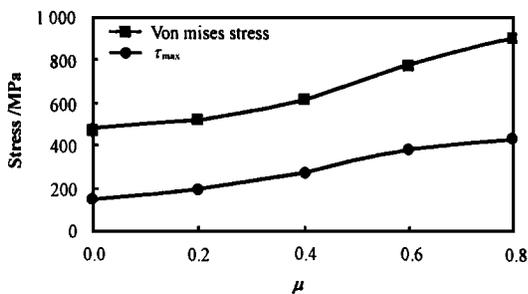


Fig 5 The relationship between friction coefficient and maximum shear  $\tau_{max}$  and Von Mises stress

图 5 最大剪应力及 Mises 最大等效应力与摩擦系数的关系曲线

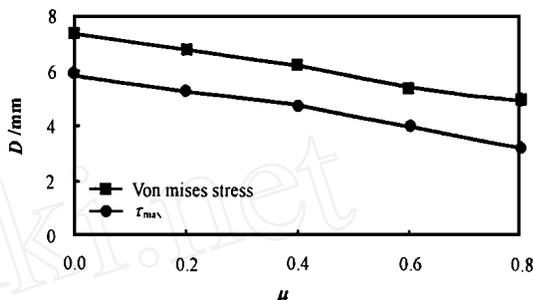


Fig 6 The relationship between friction coefficient and distance from surface where maximum shear  $\tau_{max}$  and Von Mises stress appear

图 6 最大剪应力和 Mises 最大等效应力点距表面的位置与摩擦系数的变化关系曲线

表面处理深度的最大等效应力和最大剪应力的位置, 即距表面的距离 如在一些波磨严重地段, 对钢轨全长进行热处理, 或采用抗拉强度为 1100 MPa 的钢轨替换未经热处理的抗拉强度为 880 MPa 的热轧钢轨, 均可降低钢轨波磨发生的周期和磨损程度

## 4 结论

a 在高频阶段轮轨表现出较强的振动; 随着摩擦系数的增大, 轨道内部的 Mises 最大等效应力和最大剪应力趋于轨道表层位置

b 波磨的形成是动力学及摩擦学共同作用的结果, 它是对动力学导致的磨损的反馈过程 应在对轮轨系统进行动力学及摩擦学分析的基础上, 考虑其耦合作用, 进而分析波磨的产生原因及实质

c 造成短波波磨的原因包括材料、动力学和摩擦学等 3 个方面的因素 材料在循环载荷的作用下会发展到各向异性, 出现表层硬化, 这时弹性屈服极限必然提高, 但以后的发展趋势是裂纹与剥落

## 参考文献:

- [ 1 ] Grassie S L, Kabusek J. Rail corrugation: characteristics, causes and treatments[J], Proc Inst Mech Engineers, Part F 1993, 207: 57-68
- [ 2 ] Hempelmann K, Knothe K. An extended linear model for the prediction of short pitch corrugation[J]. Wear, 1996, 191: 161-169
- [ 3 ] Williams J A, Dyson I N, Kapoor A. Repeated loading, residual stresses, shakedown, and tribology [J]. Journal of Materials Research, 1999, 14(4): 1 548-1 559
- [ 4 ] 刘启跃, 周仲荣, 石心余. 45# 钢/GCr15 钢摩擦副的滚动磨损特性研究[J]. 摩擦学学报, 2001, 21(1): 33-36
- [ 5 ] Bower A F, Johnson K L. Plastic flow and shakedown of the rail surface in repeated wheel-rail contact [J]. Wear, 1991, 144: 1-18
- [ 6 ] Zochowski M B, Marek P. Residual stress some elastic-plastic problems of rolling contact with friction[J]. NT J Mech Sci, 1997, 39(1): 15-32
- [ 7 ] 陈光雄, 周仲荣, 谢友柏. 摩擦噪声研究的现状和发展[J]. 摩擦学学报, 2000, 20(6): 478-481.
- [ 8 ] Vadillo E G, Tarrago J A, Zubiaurre G G, *et al*. Effect of sleeper distance on rail corrugation[J]. Wear, 1998, 217(2): 140-146

## Mechanism of Short Wavelength Corrugation of Rail Surface

WANG Bu-kang, XIE You-bai

(Theory of Lubrication and Bearing Institute, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

**Abstract:** The dynamic behavior of a wheel-rail system was investigated. Melan's (lower bound) shakedown theorem was examined and applied to calculate the shakedown limits. The preliminary research results indicate that the short wavelength corrugation of the rail is due to a large amount of energy from the vibration components at high frequency. The finite element analysis of the wheel-rail contact shows that the maximum stress under the subsurface exceeds first yield strength, which leads to plastic deformation.

**Key words:** wheel-rail; corrugation; shakedown