考虑车轮踏面斜率影响的高速列车轮轨磨损系数研究

张济民[1*] 甘 露[1] 王金杰[1] 汪杭生[1] 孙丽霞[2] 李玉怡[3]
1.同济大学交通学院,上海,201804
2.中国铁道科学研究院集团有限公司铁路科学技术研发中心,北京,100081
3.江苏理工学院汽车与交通工程学院,常州,213000

摘要:针对高速列车轮轨磨损大、现有轮轨车辆磨损系数在评估轮轨磨损特性时存在显著偏差的问题,基于台架试验与仿真,在Archard磨损模型基础上结合轮轨材料特性,提出考虑车轮踏面斜率的轮轨磨损系数研究方法。试验测定与仿真验证的结果表明,在载荷、摩擦因数、相对滑移速度相同条件下,考虑车轮踏面斜率时轮轨的接触应力与最大磨损速率均较大,接触斑面积与磨损系数均较小,且接触斑面积缩减率非线性增大。

关键词:踏面斜率;磨损系数;磨损试验;高速列车
中图分类号:U211
DOI:10.3969/j.issn.1004-132X.2026.07.028 **开放科学(资源服务)标识码(OSID)**:

Study on the Wear Coefficient of Wheel-rail for High-speed Trains Considering the Impact of Wheel Treads Slope

ZHANG Jimin[1*] GAN Lu[1] WANG Jinjie[1] WANG Hangsheng[1] SUN Lixia[2] LI Yuyi[3]
1.College of Transportation, Tongji University, Shanghai, 201804
2.Railway Science Technology Research and Development Center, China Academy of Railway Science Co. Ltd., Beijing, 100081
3.School of Automotive and Traffic Engineering, Jiangsu University of Technology, Changzhou, Jiangsu, 213000

Abstract: To address the challenges of severe wheel-rail wear in high-speed trains and the substantial discrepancies among existing wear coefficients for evaluating wear characteristics, this paper proposes a method for determining the wheel-rail wear coefficient that accounts for wheel tread slope. Based on Archard's wear model and incorporating wheel-rail material properties, the proposed method is developed through bench tests and numerical simulations. Experimental measurements and simulation verification demonstrate that, under identical conditions of load, friction coefficient, and relative sliding velocity, the consideration of tread slope leads to higher contact stress and maximum wear rate, smaller contact patch area and wear coefficient, and a nonlinearly increasing reduction rate of the contact patch area.

Key words: tread slope; wear coefficient; wear test; high-speed train

0 引言

目前,轮轨磨损系数图的获取主要依赖双盘试验等滚动接触试验方法[1-2]基础上的磨损规律分析与系数图绘制研究[3]。随着高速列车运行速度的进一步提高及应用环境的多样化、复杂化,轮轨磨损问题日益突出。传统试验方法所得结果难以匹配轮轨真实服役工况,如双盘试验的试验条件过于理想化,难以模拟真实工况中的动态变化。因此有必要研究符合我国常用车轮与钢轨的材料与具体应用场景的磨损系数,绘制符合国情的轮轨磨损系数图,指导车轮镟修周期的制定。目前的主流轮轨磨损试验包括销-环试验、销-盘试验和盘-盘试验[4-10]。

文献[11-12]通过销-环试验得出材料的磨损率及其随载荷的变化,并计算出磨损系数k。MEAS等[13]采用销-盘式磨损试验为钢轨材料115RE和轮毂材料ER8绘制磨损图。这两种试验装置对实际的轮轨接触关系作了过多的简化,因此学者开始采用盘-盘试验装置进行轮轨磨损试验,以较好地模拟轮轨实际的接触几何关系,得

收稿日期:2025-06-12
资助项目:中国铁道科学研究院集团有限公司院基金课题(2022YJ303)

到精确试验结果。DING等[1]采用由轮式滚子和导轨式滚子组成的滚滑磨损试验装置进行磨损试验，构建不同接触压力、滑动速度下的轮轨材料磨损映射与过渡，建立了轮轨材料的磨损机理图。王文健等[14]在摩擦磨损试验机上利用往复滚动试验装置研究了不同滚滑状态下的车轮钢剥离摩擦磨损特性，以及含碳量对车轮钢滚动剥离磨损性能的影响。ARIAS-CUEVAS等[15]通过双盘的模拟轮轨滚动接触试验转置分析了两种黏着增强剂对轮轨黏着系数的影响。

综上所述，轮轨磨损试验方法的研究已发展到盘-盘试验阶段，并出现了类型较多的试验装置[16]。这些装置主要通过施加垂向载荷、选用不同轮轨材料、调控转速来模拟不同车辆载荷、实际材料特性及不同滑移率下的磨耗规律。现有研究较少考虑考虑车轮踏面斜率对磨耗结果的影响[17]，而不同的车轮踏面和钢轨轮廓将直接改变轮轨接触几何关系并产生不同的轮轨作用效果，进而影响轮轨磨耗，因此研究考虑车轮踏面斜率的轮轨磨损系数可为实际运用场景下的车轮磨耗与维护周期优化，以及车轮型面设计提供理论支撑。

1 试验概况

1.1 试验装置

为研究车轮踏面斜率对轮轨磨损系数的影响，设计了考虑轮对型面的轮对磨损试验台。如图1所示，该试验台主要由轮对、滚轮、电机、变频器、垂向加载装置、横向加载装置及滚轮制动装置组成。装置中的轮对踏面和滚轮表面构成接触界面，可通过垂向加载装置施加载荷，通过滚轮制动装置控制相对滑动速度。

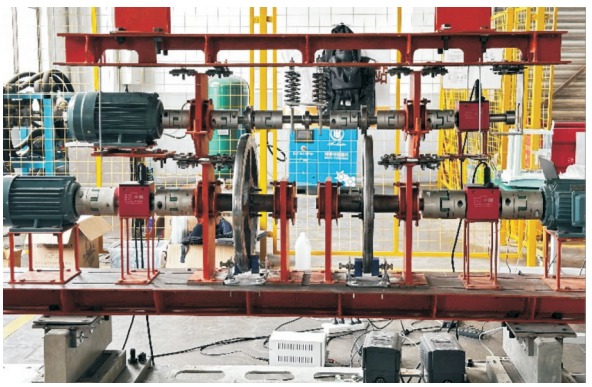


图1 考虑型面的轮对磨损试验台图

Fig.1 Diagram of the wheelset wear test rig for profiles

试验用车轮直径为92mm，踏面斜率为1/40，匹配滚轮直径为460mm。试验材料与我国高铁列车的轮轨材料相同，即车轮材料为ER8，滚轮材料为U71MnK。

1.2 试验方法

基于构建的试验台并参考文献[18]制定试验方案，如图2所示。研究主要的步骤如下：

(1)测量轮对和滚轮的初始参数与环境参数。先后用丙酮、酒精清洗轮对各20 min，擦干后静置并用称重。轮对的质量取3次测量的均值。轮对和滚轮的硬度为4个位置硬度(每个位置的硬度为5次测量的均值)的均值。使用温湿度计记录试验时的环境温度和湿度。

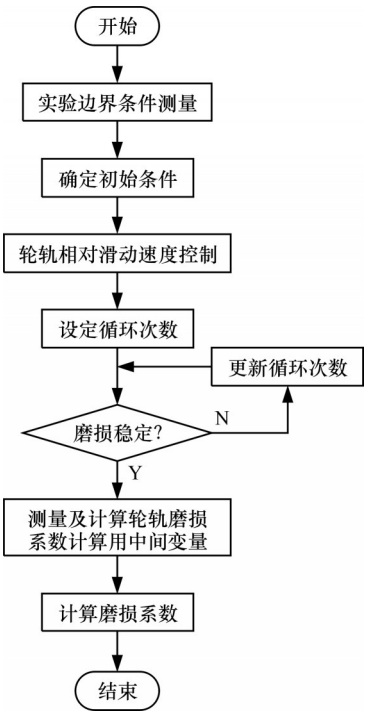


图2 磨损试验流程图

Fig.2 Wear test flow chart

(2)轮轨相对滑动速度的控制。试验装置的轮对由电机驱动，滚轮依靠与轮对的摩擦力转动。通过调节施加在滚轮上的压力来精准控制2个滚轮的相对滑动速度。

(3)试验前进行预试验，以根据轮对的磨损情况设定循环次数。

(4)测量实验数据。采用三向测力传感器记录轮对的垂向力和纵向力。试验30min后，清洗并测量轮对质量。

(5)计算磨损系数。根据Archard磨损模型[19-20]的磨损系数为

$$k=\frac{V_w H}{Ns}$$

式中：V_w为通过磨损从表面去除的材料体积(由轮对质量损失Δm求得)，mm^3；H为轮对材料的硬度(由硬度计测得的布氏硬度求得)，MPa；N为垂向力，N；s为滑动距离(由相对滑动速度和运行时间求得)，mm。

需要注意的是，轮对材料的硬度为试验前后硬度的均值。

2　车轮踏面斜率对轮轨接触应力及磨耗的影响

2.1　轮轨磨耗的有限元模型及ALE分析方法

在有限元软件ABAQUS中采用ALE(arbitrary Lagrangian Eulerian)方法建立是否考虑车轮踏面斜率的1∶10轮对磨耗有限元模型。该模型采用三维稳态滚动接触,可避免三维瞬态接触分析存在的稳定分析步极小、计算量庞大的问题。

基于ALE有限元的滚动接触理论中,轮轨的滚动接触被分解为车轮刚体运动、车轮和滚轮的变形,其中,车轮刚体运动采用Eulerian方法描述,车轮和滚轮的变形采用Lagrangian方法描述。试验中的轮对直线运行,两侧车轮对称,因此将轮轨接触有限元模型简化为单边车轮和钢轨模型。试验台车轮型面如图3所示,为研究车轮踏面斜率对轮轨接触应力及磨耗的影响,分别建立考虑车轮踏面斜率的模型(简称模型1)、不考虑车轮踏面斜率的模型(简称模型2)。如图4所示,模型1采用非均匀网格策略,车轮与滚轮均采用C3D8R八节点线性六面体减缩积分单元;轮轨接触区的网格尺寸为0.1 mm,以保证接触应力的计算精度;远离接触区的车轮网格尺寸为5 mm,滚轮网格尺寸为50 mm,接触区与非接触区的网格尺寸采用梯度式过渡,在保证计算精度的同时有

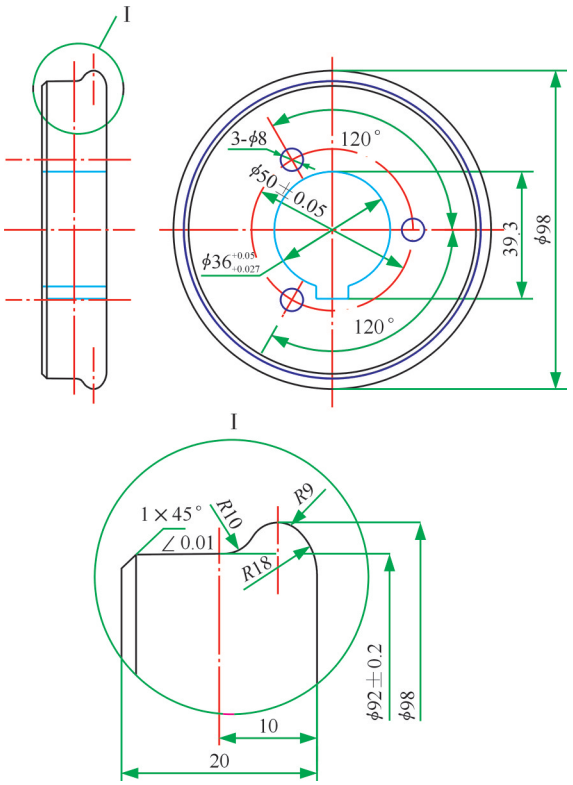


图3　车轮设计图

Fig.3　Wheel design drawing



(a)接触示意图　(b)模型1　(c)模型2

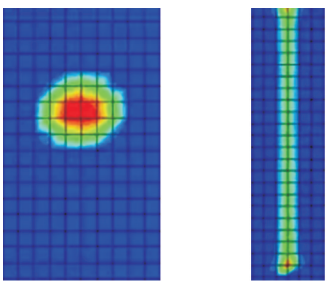
图4　轮轨磨耗有限元模型

Fig.4　Finite Element Model of Wheel-Rail Wear

效提升求解效率。轮轨材料的弹性模量为210 GPa,泊松比为0.28。在钢轨底部设置固定约束,轮轨间的垂向作用力施加在滚轮中心处。

2.2　车轮踏面斜率对轮轨接触应力的影响

通过仿真分析得到不同垂向载荷下的结果。模型1的轮轨接触面会因倾斜适配关系而形成更小的等效接触曲率半径,轮轨接触斑为小面积的椭圆,如图5a所示。模型2的轮轨纯圆弧接触使等效曲率半径增大,轮轨接触斑沿纵向分布,如图5b所示。磨损速率的分布规律与接触斑形态高度耦合。如图6a所示,模型1的磨损速率在接触斑中心区域达到峰值,且由中心向边缘呈快速衰减;中心区域受应力集中影响,峰值更大。模型2的平均磨损速率较小,磨损分布更均匀,如图6b所示。



(a)模型1　(b)模型2

图5　接触斑

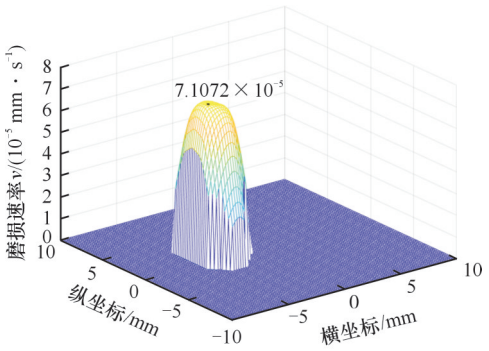
Fig.5　Contact patch

摩擦因数0.1、相对滑移速度0.14 m/s时的接触斑面积、平均法向接触应力和最大磨损速率如表1所示。由根据表1数据可知,随着载荷的增大,2个模型的接触斑面积、平均法向接触应力与最大磨损速率均非线性增大;相同载荷下,模型1的接触斑面积均显著小于模型2,平均法向接触应力均大于模型2;相同载荷下,模型1的最大磨损速率均大于模型2。这表明实际应用中需考虑车轮型面的优化。

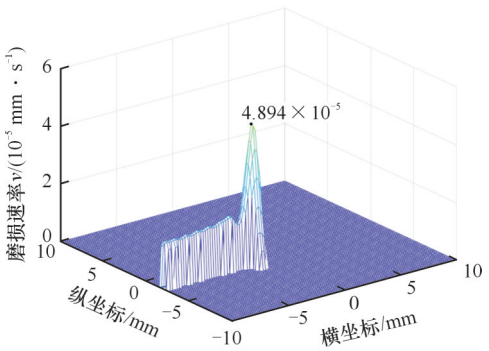
3　试验结果分析

3.1　考虑车轮踏面斜率的磨损试验结果分析

为验证有斜率车轮踏面仿真的可靠性与准确



(a)模型1



(b)模型2

图6 磨损速率

Fig.6 Wear rate

表1 不同垂向载荷下的指标

Tab.1 Metrics under different vertical loads

模型	载荷/N	接触斑面积/mm^2	平均法向接触应力/MPa	最大磨损速率/(10^{-5} mm·s^{-1})
模型1	300	0.723	427.520	6.652
	350	0.869	439.580	6.691
	400	0.941	453.790	7.107
	450	1.008	466.660	7.446
	500	1.089	479.010	8.111
模型2	300	0.906	279.644	4.894
	350	0.946	325.754	5.379
	400	1.419	238.501	5.548
	450	2.522	235.735	6.208
	500	2.600	242.576	6.011

性，采用试验数据对仿真结果进行校验分析。基于设计的试验台和实验方案，开展车轮踏面有斜率的不同垂向载荷试验。相对滑移速度0.14 m/s、不同垂向载荷下的试验结果如表2所示。

表2 不同垂向载荷下的试验结果

Tab.2 Test results under different vertical loads

试验编号	1	2	3	4	5
载荷/N	300	350	400	450	500
摩擦因数	0.10	0.15	0.16	0.17	0.16
质量损失/mg	122	158	212	291	388
硬度HB/MPa	280	273	276	276	281
磨损速率/(10^{-5} mm·s^{-1})	6.35	6.53	6.92	7.29	7.95
磨损系数$k/10^{-4}$	5.68	6.14	7.29	8.90	10.87

如图7所示，相对滑移速度不变时，模型1磨损速率的试验结果与仿真结果均随载荷的增大而显著增大，即载荷与磨损速率正相关。试验结果与仿真结果的误差不到10%，在合理范围内，验证了仿真结果的合理性。

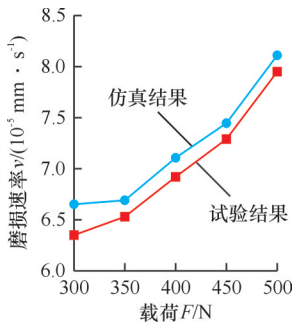


图7 磨损速率的仿真结果与试验结果(模型1)

Fig.7 Simulation results and experimental results of wear rate(model 1)

载荷300 N、平均接触应力427.52 MPa下，相对滑移速度对磨损系数影响的试验结果如表3所示。0.03～0.14 m/s的低滑移速率下，磨损系数随相对滑移速率的增大近似线性增大；相对滑移速率由0.19 m/s增大到0.24 m/s时，磨损系数k发生突变，达到最大值7.52×10^{-4}；相对滑移速率由0.24 m/s增大到0.94 m/s时，磨损质量一直增大，但磨损系数呈下降趋势。

表3 不同相对滑移速度下的试验结果

Tab.3 Test results at different relative slip speeds

试验编号	相对滑移速度/(m·s^{-1})	摩擦因数	质量损失/mg	硬度HB/MPa	磨损系数$k/10^{-4}$
1	0.03	0.13	21	272	4.43
2	0.06	0.10	45	277	4.83
3	0.08	0.18	62	281	5.07
4	0.14	0.10	122	280	5.68
5	0.19	0.15	168	283	5.82
6	0.24	0.14	280	277	7.52
7	0.36	0.11	366	276	6.53
8	0.62	0.15	144	272	4.40
9	0.70	0.12	157	271	4.22
10	0.94	0.13	182	265	3.59

3.2 车轮踏面有无斜率磨损系数的结果

动态试验中的接触斑面积无法直接测量，故对比静态接触斑面积的试验结果与仿真结果，如表4所示。接触斑面积的试验结果均略大于仿真结果，但二者的相对误差小于20%，可认为模型1得到的平均接触应力可信。

基于对比结果初步绘制了踏面接触区轮轨磨损系数图(图8)。平均接触应力从400 MPa增至500 MPa时，磨损系数整体呈上升趋势；接触应力

表4　对比结果

Tab.4　Comparison results

载荷/N	接触斑面积/mm²		稳态滚动平均接触应力/MPa
	试验结果	仿真结果	
300	1.178	0.968	427.52
400	1.257	1.048	453.79
500	1.602	1.331	479.01

较高(接近500 MPa)区间的部分磨损系数明显增大。除接触应力外,相对滑移速度也影响磨损系数,相同接触应力下,磨损系数随相对滑动速度的增大呈先增大后减小的趋势,并在相对滑动速度0.2 m/s处达到最大值。

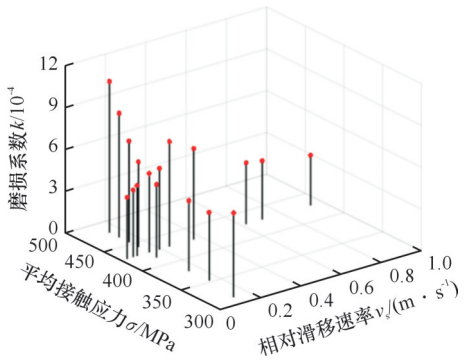


图8　考虑车轮踏面斜率的磨损系数

Fig.8　Consider the wear coefficient of the wheel tread slope

是否考虑车轮踏面斜率的磨损系数如图9所示。采用简单分区的办法将不考虑车轮踏面斜率的磨损系数划分为共4个分区(K1～K4)。相比于分区表达,考虑车轮踏面斜率的磨损系数图具有更强的连续性和更好的工况描述能力,可为轮轨磨损预测与工程应用提供更精细的依据。

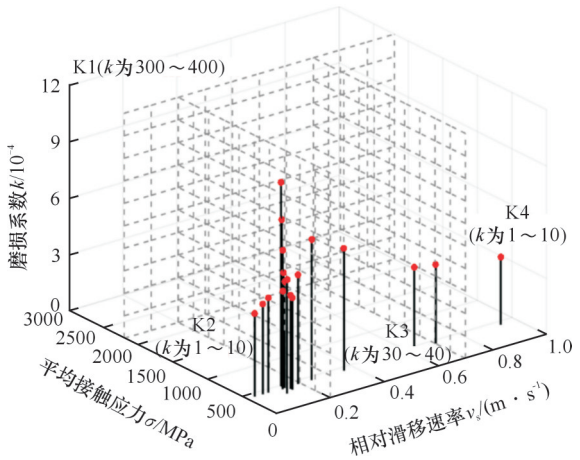


图9　车轮踏面有无斜率的磨损系数

Fig.9　Wear coefficients for wheel treads with and without slope

4　结论

1)相同载荷下,相比于不考虑车轮踏面斜率,考虑车轮踏面斜率的轮轨接触斑面积更小,接触应力、最大磨损速率均更大。这表明考虑车轮踏面斜率的轮轨接触性能更优,轮轨磨损量较小,因此实际应用中需考虑车轮型面的优化。

2)载荷300 N下,是否考虑车轮踏面斜率的最大磨损速率分别为6.652×10^{-5} mm/s和4.894×10^{-5} mm/s,二者的相对误差达26%,表明车轮踏面斜率对轮轨磨损系数有较大影响。

3)载荷300 N、摩擦因数0.1、相对滑移速度0.14 m/s下,是否考虑车轮踏面斜率的接触斑面积分别为0.723 mm²和0.906 mm²,二者的相对误差达20%。结合仿真可得,考虑车轮踏面斜率时,车轮与轨道的接触面倾斜匹配,等效曲率半径减小,接触斑面积减小、形状更接近椭圆;不考虑车轮踏面斜率时,等效曲率半径增大,接触斑纵向扩展为带状,面积更大。

参考文献:

[1] DING H H, HE C G, MA L, et al. Wear Mapping and Transitions in Wheel and Rail Materials under Different Contact Pressure and Sliding Velocity Conditions [J]. Wear, 2016, 352/353: 1-8.

[2] LEWISA R, DWYER-JOYCE R S. Wear Mechanisms and Transitions in Railway Wheel Steels[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 2004, 218(6): 467-478.

[3] JENDEL T. Prediction of Wheel Profile Wear—Comparisons with Field Measurements[J]. Wear, 2002, 253(1/2): 89-99.

[4] YezheLYU, ZHU Yi, OLOFSSON U. Wear between Wheel and Rail: a Pin-on-disc Study of Environmental Conditions and Iron Oxides[J]. Wear, 2015, 328/329: 277-285.

[5] ROVIRA A, RODA A, MARSHALL M B, et al. Experimental and Numerical Modelling of Wheel-Rail Contact and Wear[J]. Wear, 2011, 271(5/6): 911-924.

[6] JIN Ying, ISHIDA M, NAMURA A. Experimental Simulation and Prediction of Wear of Wheel Flange and Rail Gauge Corner[J]. Wear, 2011, 271(1/2): 259-267.

[7] GALLARDO-HERNANDEZ E A, LEWIS R, DWYER-JOYCE R S. Temperature in a Twin-disc Wheel/Rail Contact Simulation [J]. Tribology International, 2006, 39(12): 1653-1663.

[8] FRIES R H, DÁVILA C G. Analytical Methods for Wheel and Rail Wear Prediction[J]. Vehicle System Dynamics, 1986, 15(S1): 112-125.

[9] PEARCE T G, SHERRATT N D. Prediction of Wheel Profile Wear[J]. Wear, 1991, 144(1/2): 343-351.

[10] FRÖHLING R. Strategies to Control Wheel Profile Wear [J]. Vehicle System Dynamics, 2002, 37(sup1): 490-501.

[11] JENDEL T. Prediction of Wheel and Rail Sear—a Pilot Study [R]. Stockholm: Royal Institute of Technology, 1999.

[12] ARCHARD J F. Contact and Rubbing of Flat Surfaces [J]. Journal of Applied Physics, 1953, 24(8): 981-988.

(下转第1793页)