

文章编号: 1674—8247(2018)05—0006—05

高速铁路列车制动器惯性试验台的研制

王鸣歌¹ 韩君¹ 苏广平¹ 胡伟¹ 涂苏波²

(1. 吉林大学机电设备研究所, 长春 130022; 2. 江西华伍制动器股份有限公司, 江西 丰城 331100)

摘要:制动器是高速铁路列车及轨道车辆最重要的部件之一,其性能直接影响到行车安全。目前,我国高速铁路列车制动器主要依靠进口。为满足我国高速铁路列车制动系统研发和测试的需求,研制了可用于速度400 km/h及以下轨道车辆制动器性能测试的惯性试验台。文章介绍了该试验台的工作原理和结构,通过有限元分析校核了试验台惯性飞轮的强度,设计了全自动的飞轮切换机构,并模拟高速铁路列车实车制动器的安装方式设计了制动器安装吊架。设备交付用户实测表明,该新型试验台达到设计指标并满足相关测试标准要求。

关键词:机械设计; 高铁列车; 制动器; 惯性试验台

中图分类号: U270.7 **文献标志码:** A

Development of Inertia-dynamometer for High-speed Rail Brake

WANG Mingge¹ HAN Jun¹ SU Guangping¹ HU Wei¹ TU Subo²

(1. Electromechanical Equipment Ltd, Jilin University, Changchun 130022, China;

2. Jiangxi Huawu Brake Co., Ltd., Fengcheng 331100, China)

Abstract: Brake is one of the most important parts for high-speed trains and rolling stock, and its performance directly affects operational safety. At present, the brakes for high-speed trains in China mainly rely on import. To satisfy the requirement of development and testing of high-speed train brake system in China, an inertia-dynamometer is developed which can be used to test the brake performance for the rail vehicles with the speed of and under 400 km/h. In this paper, the working principles and structures of dynamometers are introduced. Through the finite element analysis, the strength of the inertial flywheel is checked and the fully automatic flywheel switching mechanism is designed, and the brake mounting hanger is designed to simulate the installation mode of the brake of the high-speed rail train. Equipment user shows after testing that this new dynamometer fulfills the requirements of design index and meets the relevant test standards.

Key words: mechanical design; high-speed train; brake; inertia dynamometer

制动器是高速铁路列车及轨道车辆最重要的部件之一,其性能直接影响到行车安全。高速铁路制动器在紧急制动工况下,闸片摩擦线速度高,吸收制动能量大,对制动器性能的要求也比其他轨道车辆制动器高的多。而性能的验证只能借助惯性试验台模拟实际工况下进行测试。因此高速铁路制动器惯性试验台是最

重要的测试设备之一^[1-3]。

目前,我国高速铁路列车制动器主要靠进口。由于没有基础设计理论依据和测试手段,国产化只能停留在仿制阶段。为满足国内高速铁路制动器国产化和研发测试需求,研发了速度400 km/h的高速铁路制动器惯性试验台,同时还可以兼顾其他轨道车辆制动器

收稿日期: 2018-04-24

作者简介: 王鸣歌(1979-),女,工程师。

引文格式: 王鸣歌,韩君,苏广平,等. 高速铁路列车制动器惯性试验台的研制[J]. 高速铁路技术,2018,9(5): 6-10.

WANG Mingge, HAN Jun, SU Guangping, et al. Development of Inertia-dynamometer for High-speed Rail Brake[J]. High Speed Railway Technology, 2018, 9(5): 6-10.

的测试需要^[4]。

1 试验台的功能及可执行的试验标准

在满足高速铁路列车制动器测试要求前提下,可兼顾其它轨道车辆制动器测试,试验台应具有下列功能:

- (1) 高速铁路动轴轮边制动器测试功能;
- (2) 高速铁路拖车盘式制动器测试功能;
- (3) 轨道车辆轮缘踏面制动器测试功能。

同时应能执行下列测试标准:

UIC 541-3 Brakes-Disc brakes and their application-General conditions for the approval of brake pads

UIC 541-4 Brakes-Brakes with composite brake blocks-General conditions for certification of composite brake blocks

TB/T 3118 – 2005 《铁道车辆用合成闸片》

TB/T 3005 – 2008 《机车用粉末冶金闸瓦》

TB/T 2403 – 2010 《铁道货车用合成闸瓦》

TJ/CL 307 – 2014 《动车组闸片暂行技术条件》

CZJST 0012 – 2016《城市轨道交通车辆合成闸片技术规范》

CZJST 0013 – 2016《城市轨道交通车辆合成闸瓦技术规范》

2 试验台主要技术参数和总体结构确定

制动器惯性试验台主要技术参数包括试验惯量,主轴转速,主轴驱动电机功率,允许制动力矩,电模拟惯量范围,惯性飞轮级差配置等^[5]。

2.1 试验台试验惯量、主轴转速确定

按照试验标准要求,不同车型的试验参数如表 1 所示。

表 1 高速铁路动车组制动惯量参数表

车型	动车盘载荷 /t	拖车盘载荷 /t	车轮直径 /mm	制动力 /kN	车速/最大车速 /(km/h)	转数 /rpm	制动盘尺寸 /mm	惯量 /(kg·m ²)
CRH1	—	5	915	13 ~ 50	250/275	1 595	640 × 110	1 047
CRH1 ; CRH5A (200 ~ 250 km/h)	4	—	890	10 ~ 45	250/275	1 640	640 × 80	792
CRH2C 二阶段; CRH3; CRH380; (300 ~ 350 km/h 及以上)	4.5	—	890	8 ~ 36	380	2 266	640 × 80	891
CRH2A/B/E (200 ~ 250km/h)	8.15	—	860	56.64	250/275	1 673	直径 725	1 507
	7.15	—		49.44				1 322
	—	3.775		17.92				698
	—	3.255		22.14				602
CRH2C 一阶段 (300 ~ 350 km/h)	7.5	—	860	13.38 ~ 69.28	350	2 160	直径 725	1 387
	7	—		12.48 ~ 64.66				1 294
	—	3.906		10.96 ~ 30.06				722
	—	3.645		6.5 ~ 28.06				674
UIC 标准								
300 km/h	4	890	890	10 ~ 22.5	300/320	1 908	640 × 80	792
140 km/h	7.7			16 ~ 46	140/140	835	640 × 110	1 525
200 km/h	6.7			16 ~ 40	200/200	1192	640 × 110	1 326
160 km/h	9	496 ~ 790	496 ~ 790	9 ~ 50	—	—	185 ~ 330	1 404
4 t for v ≤ 300 km/h and 4.5 t for v = 320 km/h	4 t for v ≤ 300 km/h and 4.5 t for v = 320 km/h	890	890	8 ~ 25	320	1 908	640 × 45or 640 × 80	792 891
320 km/h	7.9 (8.5)	890	890	7 ~ 45	330	1 968	640 × 110	1 564
200 km/h	7.7	890	890	16 ~ 46	200	1 192	640 × 110	1 682

根据表中数据确定试验台最大惯量 1 600 kg·m²,最小惯量 600 kg·m²,主轴转速 2 500 r/min。可满足速度 400 km/h 的高速铁路制动器测试需要。

2.2 主驱动电机的设计计算

为了采用电模拟惯量技术,主轴驱动选择交流变频调速电机^[6-7]。根据现行广泛采用的高速铁路制动器试验标准 UIC541 – 3《Brakes-Disc Brakes and Their Application-General Conditions for the Approval of Brake Pads》和 TJCL307 – 2014《Technial Specification of Brake Dads of EMU (Preliminary)》中关于试验过程中对升速的要求,主电机应能使试验台全惯量以加速度

$a=0.3\text{ m/s}^2$ 从 0 升至试验台设计最高转速 2 500 rpm (按车轮直径 $D=890\text{ mm}$ 计算得出试验车速约为 420 km/h)。

根据公式:

$$a = \frac{T}{I_{\max}} \times r \tag{1}$$

$$T = \frac{a}{r} \times I_{\max} \tag{2}$$

式中: T ——电机驱动扭矩(N·m);
 I_{\max} ——试验台最大惯量, $I_{\max}=1\,650\text{ kg}\cdot\text{m}^2$;
 a ——试验台升速加速度, $a=0.3\text{ m/s}^2$;

r ——试验车轮滚动半径, $r=0.445\text{ m}$ 。

计算得出电机输出力矩 $T \approx 1\,120\text{ N} \cdot \text{m}$ 。按恒力矩计算出4极电机功率 $P=294\text{ kW}$ 。

考虑到电机效率、电模拟补偿惯量范围、合理的试验升速间隔、可能的强化试验需要和电机规格系列,最终选择主电机为400 kW的4极变频电机,1~100 Hz,转速0~3 000 r/min。

2.3 试验台允许制动力矩确定

由表1可知,动车轮载最大值为9 000 kg,车轮直径 $\leq 900\text{ mm}$ 。制动时应保证车轮与轨面之间不打滑。由此可求出许用最大制动力矩。

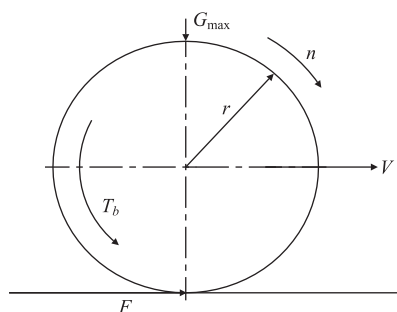


图1 车轮受力分析图

由图1可知:

$$T_{\max} \leq F \times r = G_{\max} \times \mu \times r \quad (3)$$

式中: T_{\max} ——允许最大制动力矩($\text{N} \cdot \text{m}$);

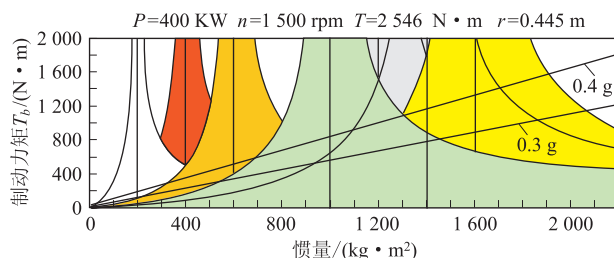
F ——轮与轨面滑动摩擦力(N);

μ ——轮与轨面滑动摩擦系数,取0.3;

G_{\max} ——最大轮载(N);

r ——车轮半径(m)。

由上式求出 $T_b \leq 12\,150\text{ N} \cdot \text{m}$,考虑到可能的强化测



(a) 电机在额定转速1 500 r/min以下试验台试验惯量覆盖范围图

试需要,确定试验台许用制动力矩 $T_b = 20\,000\text{ N} \cdot \text{m}$ 。

2.4 电模拟惯量范围与飞轮惯量分配

所谓电模拟就是利用电机输出正反向力矩调整制动时机械惯量的不足或盈余,实现与制动力矩相对应的制动减速度。

电模拟惯量范围是确定机械惯量级差的依据。试验台机械惯量级差与电模拟惯量的范围取决于电机力矩特性和制动减速度要求。其关系由下列公式(4)和公式(5)描述:

$$T_b = T \frac{I_M}{I_M - I_J} \quad (4)$$

$$a = \frac{T_b \times r}{I} \quad (5)$$

式中: T_b ——制动力矩($\text{N} \cdot \text{m}$);

T ——电机输出力矩($\text{N} \cdot \text{m}$);

I_M ——试验台试验惯量覆盖范围($\text{kg} \cdot \text{m}^2$);

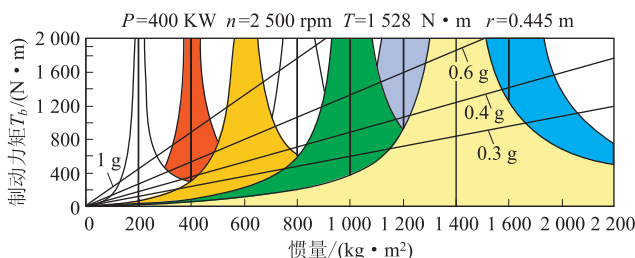
I_J ——试验台机械惯量($\text{kg} \cdot \text{m}^2$);

a ——制动减速度(m/s^2);

r ——车轮半径(m);

I ——最大可模拟惯量($\text{kg} \cdot \text{m}^2$)。

为了优选出合理的电模拟惯量范围和机械惯量级差,先初定机械惯量飞轮组惯量按等比级数配置,分别为200 $\text{kg} \cdot \text{m}^2$,400 $\text{kg} \cdot \text{m}^2$,800 $\text{kg} \cdot \text{m}^2$,再根据式(4)、式(5)和已选电机输出力矩特性,给出惯量模拟范围如图2所示。从图中可以确定,在制动减速度小于0.4 g时,电模拟惯量范围可为200 $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ 。同时也验证了初定飞轮组惯量满足最大惯量1 600 $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ 的设计要求。



(b) 电机在额定转速2 500 r/min以下试验台试验惯量覆盖范围图

图2 试验台试验惯量覆盖范围图

2.5 试验台总体结构设计

试验台总体结构如图3所示,其主要由机座、主电机、自动切换飞轮组、固定飞轮、扭矩传感器、静力矩加载机构、主轴承座、试验滑台、试验吊具及试验舱罩等组成。

3 关键技术解决措施

3.1 惯性飞轮直径确定及强度校核

首先求出飞轮许用线速度 v 。

飞轮材料选用40Cr钢锻造,正火状态,许用剪切应力 $\tau = 200 \sim 300\text{ MPa}$,屈服强度极限 $\sigma_s = 600\text{ MPa}$ 。飞轮的最大剪应力可由下式求出:

$$\tau = \frac{\rho \omega^2 3 + u D^2 + 1 + u d^2}{16} \times 10^{-6} \quad (6)$$

式中: τ ——飞轮最大剪切应力(MPa);

u ——泊松比,0.3;

ρ ——飞轮密度, $8 \times 10^3\text{ kg/m}^3$;

D ——飞轮外径(m);

d ——飞轮内径(m)。

初定 $D = 1.1$ m, $d = 0.2$ m, 取 $\tau = 250$ MPa, 由上式求出许用角速度:

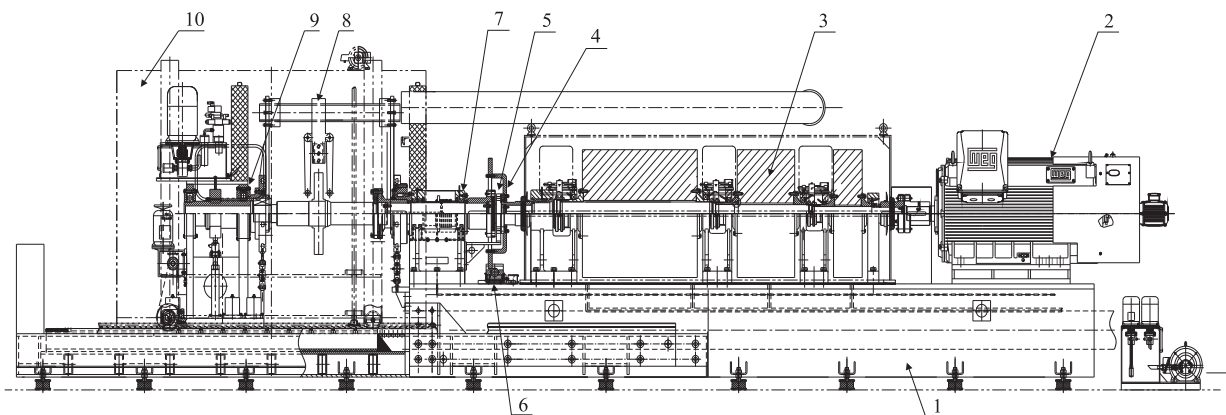
$$\omega = \frac{[\tau] \times 10^2}{3.3D^3 + 0.3d^2} \text{ rad/s} \quad (7)$$

进而求出飞轮许用线速度 $[v]$:

$$[v] \leq \frac{D}{2} \omega = 193 \text{ m/s} \quad (8)$$

再根据试验台主轴最高转速 $n_{\max} = 2\,500$ r/min, 飞轮屈服强度极限 $\sigma_s = 600$ MPa, 用有限元法求出飞轮的安全系数 n_s 。

借助有限元分析, 飞轮的最大应力点为飞轮的内径边缘^[8], 其最大应力值 $\sigma = 180$ MPa, 由此求出飞轮的安全系数 $n_s = \frac{\sigma_s}{\sigma} = \frac{620}{180} = 3.44$ 。安全可靠。以此确定飞轮外径 $D = 1\,100$ mm, 内径 $d \geq 200$ mm。



1. 机座; 2. 主电机; 3. 自动切换飞轮组; 4. 固定飞轮; 5. 扭矩传感器; 6. 静力矩加载装置; 7. 主轴轴承; 8. 试件吊具; 9. 试验滑台; 10. 试验仓罩

图3 试验台总体结构图

3.2 飞轮自动切换机构设计

受飞轮允许线速度限制, 大惯量飞轮形状是圆柱体, 无法采用常用的法兰固定方式拆装。设计了一种新型结构可实现自动离合切换, 其结构如图5所示。

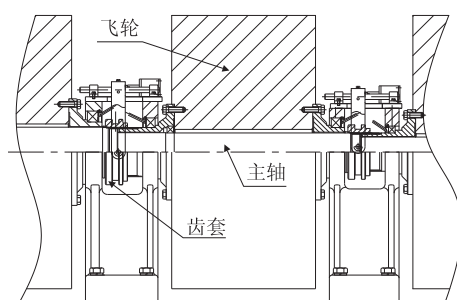


图4 飞轮与主轴离合原理图

由图4可知, 每个飞轮都借助端部法兰支撑在轴承座上。飞轮左端法兰上加工有齿轮, 齿轮上套装齿套; 一根阶梯轴穿过飞轮中心, 对应每个飞轮左端法兰上的齿轮, 轴的轴肩部也加工尺寸相同的齿轮, 齿套向左移动飞轮与轴连接成一体, 向右移动, 飞轮则脱离主轴。

驱动齿套左右移动的装置如图5所示。

3.3 高速铁路制动器安装吊架设计

高速铁路制动器在车辆上均采用悬吊安装。为保持安装方法一致性, 试验台就必须满足与车辆相同的

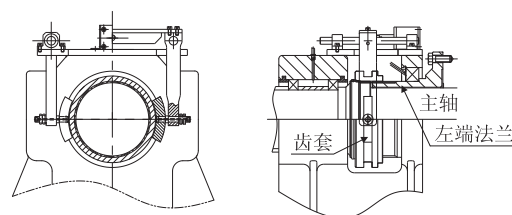


图5 齿套驱动机构结构图

试件安装条件^[9]。专门设计的试件安装吊架如图6所示。为了支撑吊具, 在主轴轴承座和滑台主轴端部分别装有梯形槽板, 制动器吊架的两端分别安装在梯形槽板上。每个梯形槽板端部都装有测力传感器, 用于制动力矩的测量。制动器安装实物图像如图7所示。

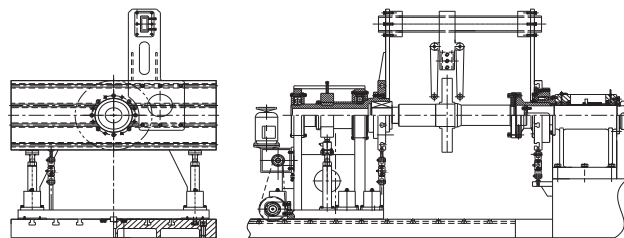


图6 高速铁路制动器安装吊架

4 试验台性能验证

目前该试验台已交用户使用。试验台安装就位外

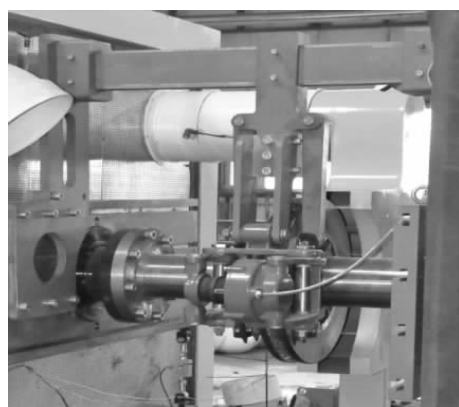


图7 制动器安装实物图像

观如图8所示。用户使用该试验台进行了基于UIC541-3试验标准的测试,主要用于开发不同车型的摩擦材料配方。其部分测试结果如图9所示。

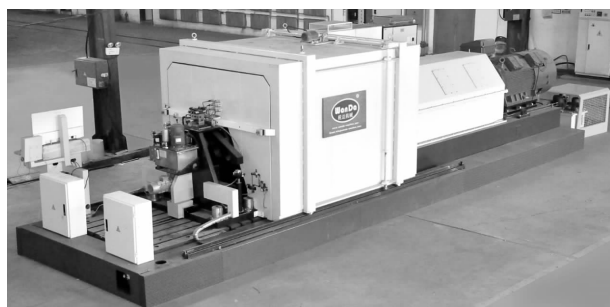


图8 试验台就位外观图

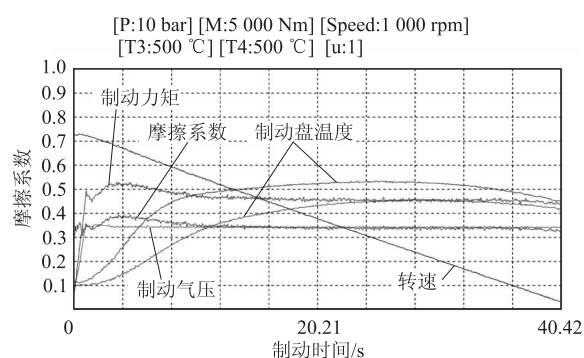


图9 测试结果曲线

测试结果表明,试验台可准确测量制动过程中的转速、温度、制动扭矩、夹紧力等主要数据,并能计算出相对应的摩擦系数、制动功、制动距离等重要数据。

5 结论

高速铁路列车制动器惯性台架的研制成功,解决了高速铁路制动器国产化及摩擦衬垫研发的试验需求,也为制动系统的研发和稳定性研究增加了测试手段。经实际测试证明,该试验台功能满足国内外测试

要求,结构合理,操作简便,数据准确,得到了用户的认可,填补了我国该领域的一项空白。

参考文献:

- [1] 卿三惠,李雪梅,卿光辉. 中国高速铁路的发展与技术创新[J]. 高速铁路技术,2014,5(1):1-7.
QING Sanhui, LI Xuemei, QING Guanghui. Development and Technical Innovation of China's High-speed Railway [J]. High Speed Railway Technology, 2014, 5(1):1-7.
- [2] 李康,杜永平,韩建民,等. 高速列车摩擦制动模拟试验研究[J]. 铁道标准设计,2004,48(4):87-89.
LI Kang, DU Yongping, HAN Jianmin, et al. Simulation Test of Friction Braking for High Speed Train [J]. Railway Standard Design, 2004, 48(4):87-89.
- [3] 黄振晖,王贵国,蒋大旺,等. 国内外高速试验列车综述[J]. 中国铁路,2013,30(4):100-105.
HUANG Zhenhui, WANG Guiguo, JIANG Dawang, et al. Summary of High Speed Test Trains at Home and Abroad [J]. Chinese Railways, 2013, 30(4):100-105.
- [4] 吴东岩,刘大欣,谢徐洲,等. 大型多功能风电机组主轴制动器惯性试验台的研制[J]. 吉林大学学报(工学版),2013,43(4):951-957.
WU Dongyan, LIU Daxin, XIE Xuzhou, et al. Multi-functional Inertia Dynamometer for Main Shaft Brake of Large Scale Wind Turbine Generator [J]. Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition), 2013, 43(4):951-957.
- [5] 曲波,郑阳,刘大欣. 风电惯性台架模拟惯量的计算[J]. 吉林大学学报(工学版),2011,41(S1):155-159.
QU Bo, ZHENG Yang, LIU Daxin. Calculation of Inertia Moment about Wind Turbine Test-bed Braking System [J]. Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition), 2011, 41(S1):155-159.
- [6] Heilig J, Wauer J. Stability of a Nonlinear Brake System at High Operating Speeds[J]. Nonlinear Dynamics, 2003, 34(3-4):235-247.
- [7] 谭青旭. 阻力引起的电惯量模拟误差补偿研究[J]. 工业控制计算机,2016,29(10):125-126.
TAN Qingxu. Electrical Resistance Due to Inertia Simulation Error Compensation Method [J]. Industrial Control Computer, 2016, 29(10):125-126.
- [8] A. ABEDIAN, J. PARVIZIAN, A. D. STER, E. RANK. Finite Cell Method Compared to H-version Finite Element Method for Elasto-plastic Problems [J]. Applied Mathematics and Mechanics (English Edition), 2014, 35(10):1239-1248.
- [9] 杨国伟,魏宇杰,赵桂林,等. 高速列车的关键力学问题[J]. 力学进展,2015,45(7):217-460.
YANG Guowei, WEI Yujie, ZHAO Guilin, et al. Research Progress on the Mechanics of High Speed Rails [J]. Advance in Mechanics, 2015, 45(7):217-460.

(编辑:车晓娟 白雪)