



涡流制动装置在动车组转向架的安装方案研究

刘超^{1,2}, 赵文学², 范军², 韩庆利², 陈秉智¹

(1. 大连交通大学 詹天佑学院, 辽宁 大连 116028;

2. 中车长春轨道客车股份有限公司, 吉林 长春 130062)

摘要: 为使动车组制动方式更加经济环保, 文章在既有时速400公里动车组转向架基础上, 开展线性涡流制动装置安装方案研究, 并结合转向架结构及其限界要求, 对构架和轴箱结构进行适应性改进。为确保改进结构安全可靠, 对构架组成和轴箱组成进行了静强度和疲劳强度仿真分析, 并开展试验验证工作; 根据涡流制动缓解、工作和故障工况占比, 对轴箱轴承使用寿命进行计算校核; 针对涡流制动装置的缓解和制动工况, 对整车动力学性能进行了仿真分析。结果表明, 改进后的转向架各零部件结构安全可靠, 可满足高速安全运用要求。该研究方案可为高速动车组涡流制动设计方案提供参考。

关键词: 高速列车; 高速动车组; 涡流制动; 转向架; 仿真; 试验台试验

中图分类号: U260.35; U292.91⁺4 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-128X(2025)02-0080-09

0 引言

通过对引进技术的消化、吸收和再创新, 以及长期的技术积累, 我国自主研发的时速350公里高速动车组已实现批量载客运营多年。在2024年12月29日, 时速400公里高速动车组CR450正式下线^[1]。制动系统作为高速动车组的关键系统, 目前主要采用黏着制动提供所需的制动力, 常见的制动形式包括踏面制动、轮盘制动和轴盘制动等^[2]。然而, 在线路条件、天气等多种因素的影响下, 存在车轮踏面磨损和剥离等问题。一方面, 随着列车速度的提高, 特别是在雨雪等恶劣天气条件下, 轮轨黏着条件可能恶化, 黏着因数降低, 从而导致制动距离增加, 甚至出现车轮“抱死”等问题^[3]。另一方面, 恶劣工况下的高压力、温湿度变化加剧了制动盘与摩擦副的磨损, 使得摩擦副频繁更换^[4]。以上情况增加了高速动车组稳定运营的难度, 降低了运输效率, 因此非黏着制动技术值得深入研究。

轨道涡流制动作为非黏着制动技术的一种形式,

能够缩短制动距离、减少磨损, 具备可调可控的制动力, 具有很好的经济实用性。1892年, 英国申请了最早的涡流制动专利^[5]; 1969年, 法国铁路TGV列车开始大力发展涡流制动技术, 随后轨道涡流制动技术在德国ICE样车上得到了应用^[6]; 日本高速列车在20世纪60年代末也引入了轨道涡流制动技术^[7]。然而, 由于技术和成本等因素的制约, 我国尚未实现高速列车涡流制动的工程化应用。

基于既有试验速度400 km/h的高速动车组, 以其拖车转向架为载体, 联合相关科研单位研发适应性轨道涡流制动装置, 在确保不改变动车组整体结构、不影响车辆限界^[8]的前提下, 开展轨道涡流制动装置在转向架的适应性安装, 并对安装该装置的转向架进行线路试验。由于既有拖车转向架空间紧凑, 为满足涡流制动装置的状态切换和制动施加功能, 对转向架进行改装: ①在构架上增加不同的焊接座, 以满足缓解状态的安装要求, 并可传递该装置纵向制动力; ②在轴箱下方增设托座, 以承载工作状态下的负荷; ③为确保运营安全, 还需对改进后的构架和轴箱进行仿真分析和试验验证, 对重要

通信作者: 陈秉智, 男, 博士, 教授, 博士生导师, 主要从事车辆工程方面的研究; E-mail: chenbingzhi06@163.com

引用格式: 刘超, 赵文学, 范军, 等. 涡流制动装置在动车组转向架的安装方案研究[J]. 机车电传动, 2025(2): 80-88.DOI:10.13890/j.issn.1000-128X.2025.02.106.

Citation: LIU Chao, ZHAO Wenxue, FAN Jun, et al. Research on installation solution of eddy current braking devices on EMU bogies[J]. Electric drive for locomotives, 2025(2): 80-88.DOI:10.13890/j.issn.1000-128X.2025.02.106.

紧固件和传动部件进行计算校核, 并对整车动力学性能进行评估。

1 涡流制动装置的安装方案

1.1 轨道涡流制动原理

轨道涡流产生制动作用的原理: 在转向架接近钢轨的正上方位置, 沿轨道方向布置2列由N极、S极交替排列的制动电磁铁, 铁心外部包裹感应线圈组, 如图1所示, 其中每组线圈由磁轭、磁极和线圈组成, 磁

极底面与钢轨顶面保持一定的工作间隙, 钢轨此时为感应体。当列车静止时, 磁感线圈产生的磁场对称而稳定, 仅有垂向吸力; 当列车运行时, 利用磁铁和钢轨感应体的相对运动, 穿越钢轨表面的磁通交替变化, 切割磁力线, 钢轨内因而产生出阻碍磁通变化的电涡流, 由电涡流形成的磁场使得原磁场的磁力线偏斜, 继而产生切向分力, 每排的多组涡流线圈共同产生涡流制动合力。通过此涡流效应产生的制动力直接作用于转向架, 不受轮轨黏着状态限制。

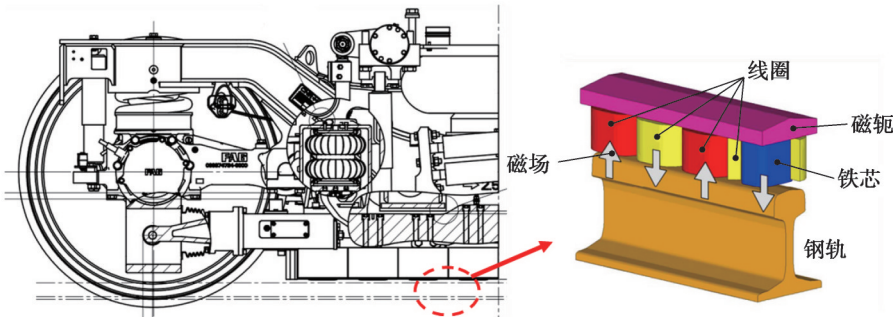


图1 轨道涡流制动原理图
Fig. 1 Schematic diagram of rail eddy current braking

轨道涡流制动系统通过控制单元发出制动指令, 将制动力换算成装置对应的电流指令, 并将其发送至励磁电源; 同时, 控制单元也会控制相应电磁阀, 使悬挂单元充排风。当涡流制动允许被施加时, 列车速度须在 50 km/h 及以上; 涡流制动装置可用于紧急制动 EB 和常用制动 (紧急制动 UB 不施加), 与列车上其他的制动方式配合使用。

1.2 涡流制动装置组成及安装状态

轨道涡流制动装置主要由承载梁、横向拉杆、悬挂单元、磁感线圈、传力杆等部件组成, 装置总重约为 1 t, 如图2所示。其中, 与转向架连接的主要机械接口为连接座、支撑杠杆和传力杆; 电气接口为供电

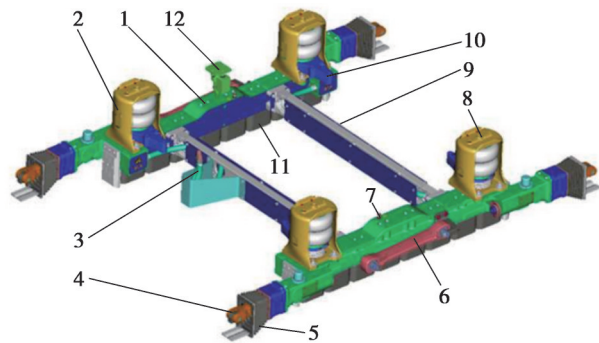
线缆、接近开关和接地线; 气动接口为悬挂单元上方的气囊通风口。

该制动装置的4个连接座通过螺栓与构架小纵梁连接; 2根传力杆与构架侧梁下盖板连接; 4根支撑杠杆杆端部分别伸入转向架4个轴箱转臂箍下方空间中, 并由装置各端部的波纹管与转臂箍密封。系统共有2种状态:

①缓解状态。当涡流制动装置处于缓解状态时, 4个悬挂单元的气囊充气, 涡流装置通过与转向架构架小纵梁处的刚性连接, 使重量施加于构架上, 如图3所示。

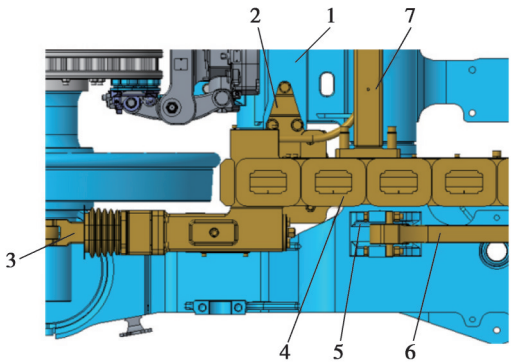
连接座与涡流制动装置的整体框架通过悬挂单元气囊进行柔性连接, 涡流制动装置整体连同承载梁、支撑杠杆随气囊充气抬高而处于悬挂高位, 支撑杠杆杆端部伸入转臂箍内腔中处于悬空状态, 与轴箱转臂箍未接触, 如图4(a)所示。

②制动工作状态。当涡流制动装置进行工作时, 气

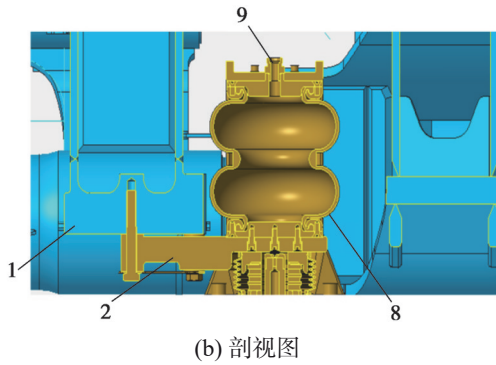


1—承载梁;2—悬挂单元;3—供电线缆;4—支撑杠杆;5—波纹管;6—传力杆;7—接地线;8—气囊通风口;9—横向拉杆;10—连接座;11—磁感线圈;12—接近开关。
图2 涡流制动装置

Fig. 2 Eddy current braking device



(a) 仰视图



1—构架小纵梁下部;2—装置连接座;3—支撑杠杆;4—磁感线圈;5—构架传力杆座;6—传力杆;7—装置横向拉杆;8—悬挂单元气囊;9—气囊通风口。

图3 缓解状态悬挂方式

Fig. 3 Suspension mode in releasing state

囊排气, 涡流制动装置凭借其自重下降至工作位置, 支撑杠杆落于轴箱转臂箍内部, 此时涡流装置以转臂箍进行垂向限位, 其重量完全施加于轴箱转臂箍上; 同时, 涡流制动装置可产生最大 60 kN 的垂向吸力, 该垂向力也将传递至轴箱转臂箍, 该状态位置关系如图 4(b)所示。在涡流制动功能施加时, 制动装置可产生最大 25 kN 的纵向力, 并通过传力杆施加于构架侧梁下盖板。

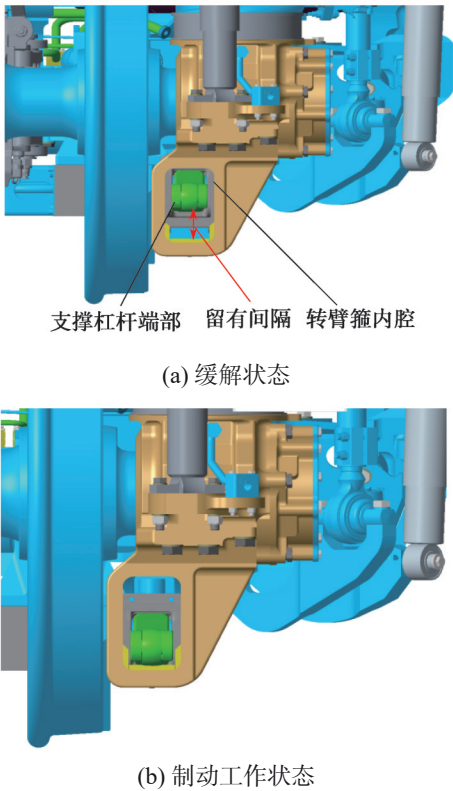


图4 支撑杠杆在轴箱转臂箍内的位置

Fig. 4 Position of supporting rod inside tumbler clamp on journal box

1.3 安装涡流制动装置的转向架接口设计

既有的动车组采用上下分体式转臂轴箱, 如图 5 所

示, 受车辆限界和结构空间制约, 在其下方无法满足涡流制动装置支撑杠杆吊挂的承载方案。因此, 仅针对转臂箍, 在下方增设用于容纳支撑杠杆的两端开口式矩形托座, 在垂向按涡流制动装置行程留有足够的位移空间, 可满足支撑杠杆随悬挂单元气囊的上下移动而调节涡流制动装置的整体高度, 如图 6 所示; 在涡流制动装置下部支撑杠杆与轮对产生横向相对位移时, 在转臂箍托座内侧两边设置的定位缓冲块可对支撑杠杆进行横向限位; 在纵向, 转臂箍托座外侧采用密封垫与端盖连接进行密封, 如图 7 所示。

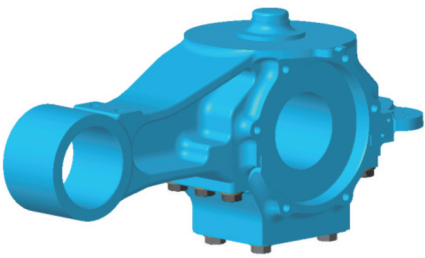
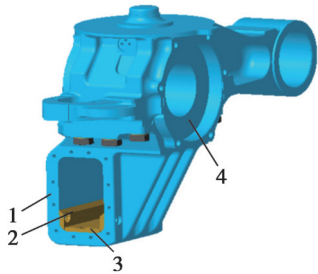


图5 分体式转臂轴箱

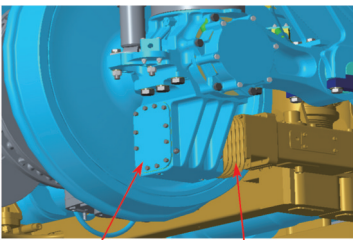
Fig. 5 Split-type tumbler axle box



1—转臂箍托座;2—横向定位缓冲块;3—垂向定位缓冲块;4—轴箱轴承。

图6 改进后轴箱组成

Fig. 6 Enhanced split-type axle box structure



托座外侧端盖 托座内侧波纹管

图7 轴箱处连接方式

Fig. 7 Connection method at the axle box

在构架小纵梁上增设安装座, 使其与涡流制动装置的连接座相连, 同时在侧梁下盖板增加传力杆座, 如图 8 所示。纵向传力拉杆的一端与承载梁铰接, 另一端通过衬套节点与构架传力杆座由螺栓连接, 涡流制动装置产生的纵向制动力即可通过传力杆传递至转向架, 从而实现整车制动。

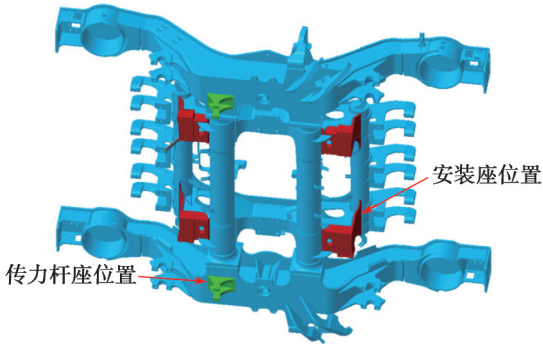


图8 构架接口位置
Fig. 8 Position of bogie frame interface

2 安装涡流制动装置的转向架安全性评估

轨道涡流制动装置安装在转向架侧的2个车轮之间、构架下方。当系统处于缓解状态时, 由于制动装置吊挂于构架, 该装置的质量属于簧间质量; 当系统处于制动工作状态时, 支撑杠杆落于轴箱, 涡流制动产生垂向吸力, 该装置质量属于簧下质量。针对涡流装置安装后对转向架的影响, 主要从重点部件(构架和轴箱)强度、螺栓强度和轴承寿命, 以及转向架动力学性能等方面进行分析。

2.1 重点部件强度计算分析及其试验

2.1.1 构架

1) 强度分析

①静强度。对构架进行静强度仿真分析, 构架钢板和焊接锻件的相关性能参数如表1所示, 母材静强度

通过比较 Von Mises 应力与母材的屈服极限来评估。载荷按照欧标 EN 13749:2021^[9]的附录 C.2 和附录 D 进行计算, 超常工况涡流惯性载荷按垂向 10g, 纵向和横向 5g 施加; 每台转向架涡流制动力以 25 kN 施加, 其施加方向如图 9 所示, 其三向约束位于轮对接口位置。对超常工况下的构架垂向载荷、纵向载荷、制动载荷、涡流装置附加惯性载荷进行计算, 结果如表 2 所示。

表1 构架材质及基本力学性能参数

Table 1 Bogie frame material and its fundamental mechanical properties					
材料类型	材料型号	拉伸强度/MPa	屈服强度/MPa	弹性模量/MPa	材质标准
构架钢板	S355J2W+N	470~630	≥355	206 000	EN 10025-2:2019
	锻件	Q355NE	470~630	≥355	GB/T 1591—2018

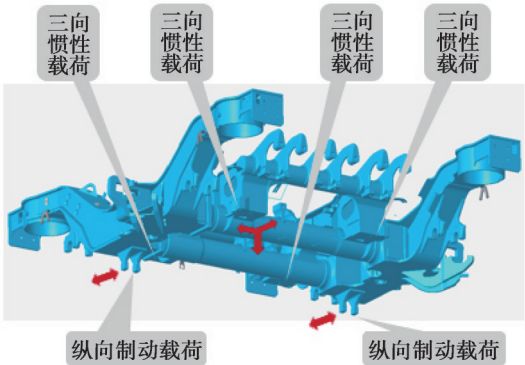


图9 构架与涡流制动相关载荷
Fig. 9 Load related to bogie frame and eddy current braking

表2 构架超常工况载荷

Table 2 Load on bogie frame under abnormal conditions											kN
参数名称	垂向载荷		纵向载荷	制动载荷		轴盘制动惯性载荷			涡流制动惯性载荷		
	左侧	右侧		纵向	垂向	x向	y向	z向	x向	y向	z向
参数值	175.11	175.11	-30.94	±12.50	±9.45	3.29	5.60	-11.20	49.44	49.44	-98.88

计算结果表明, 在超常载荷组合工况下, 构架母材的最大应力值为 318.1 MPa, 位于转臂定位座处, 应力值小于材料的许用应力 355 MPa, 最小安全系数为 1.12, 如图 10 所示, 各工况下安装座和传力杆座处应力较小; 构架上焊缝的最大应力值为 313.7 MPa, 小于焊缝的许用应力 322.7 MPa, 构架的静强度满足要求。

②疲劳强度。对构架进行疲劳强度分析, 此处计算采用 DVS 1612:2014 标准^[10]中的疲劳极限图, 考虑平行焊缝、垂直焊缝的应力和切应力进行评估。载荷按照 EN 13749:2021 标准中的附录 D 进行计算, 疲劳工况涡流惯性载荷按垂向 3g, 纵向和横向 2.5g 施加。对疲劳工况的构架垂向、纵向、制动载荷及涡流装置附加惯性载荷进行计算, 结果如表 3 所示。计算结果表明,

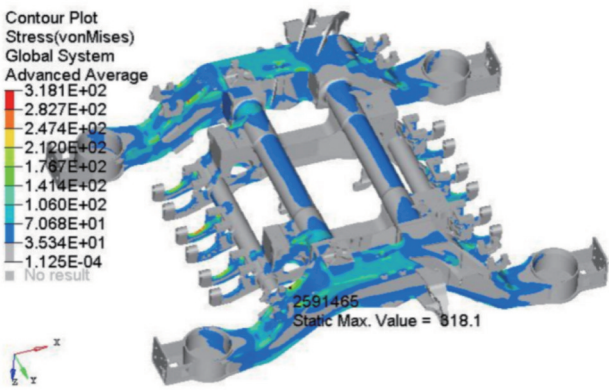


图10 构架超常工况应力云图
Fig. 10 Contour plot of stress in bogie frame under abnormal conditions

在疲劳载荷工况下，根据DVS 1612标准，各工况的疲劳评估点均在MKJ图内，如图11所示，构架的疲劳强度满足要求。

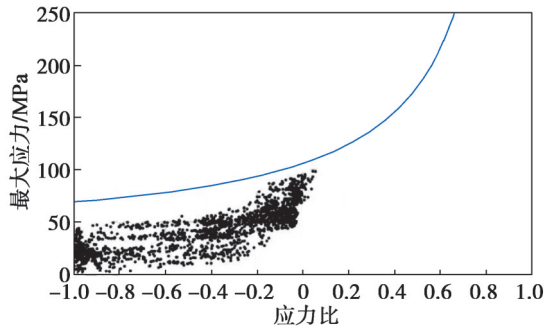


图 11 构架疲劳评估图

Fig. 11 Assessment of bogie frame fatigue

2) 构架台架试验

按照铁标 TB/T 3549.1—2019^[11]的规定，对安装涡流制动装置转向架的构架进行台架试验，各工况施加的载荷与构架强度分析所设置的参数相同。试验分为静强度试验和疲劳试验，静强度试验中依据计算结果与重点关注位置，选取主要测点，如图12所示。构架最终通过了静强度试验和1 000万次疲劳试验。超常载荷工况下各测点的应力均未超过材料的屈服极限，拉应力最大248.64 MPa，位于侧梁下盖板传力杆座位置，压应力最大252.83 MPa，位于侧梁上盖板圆弧位置，连接座处应力最大28.1 MPa，均未超过材料许用应力355 MPa；疲劳试验后，构架关键部位经磁粉探伤检查，均未发现裂纹。

表 3 构架疲劳工况载荷

Table 3 Load on bogie frame under fatigue condition kN

参数名称	垂向载荷		纵向载荷	制动载荷		轴盘制动惯性载荷			涡流制动惯性载荷		
	左侧	右侧		纵向	垂向	x向	y向	z向	x向	y向	z向
参数值	125.08	125.08	20.57	-12.50	6.28	1.64	2.80	3.36	24.72	24.72	29.67

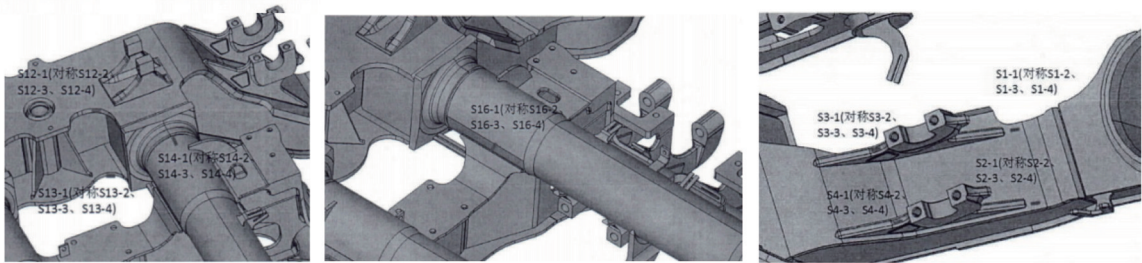


图 12 测点布置位置

Fig. 12 Layout of measuring points

2.1.2 轴箱

1) 轴箱强度分析

①静强度。依据欧标 EN 13749:2021 对轴箱进行静强度仿真分析，轴箱材质为球墨铸铁，材料按欧标 EN 1563:2011^[12]中的 EN-GJS-400-18-LT 选取，性能参数如表4所示。涡流制动装置每排磁铁垂向吸力在超常工况按60 kN施加；按EN 13749:2021附录D对涡流制动的垂向惯性载荷取值，依据轴箱类型和涡流制动装置相对转向架的位置关系，其垂向惯性载荷在超常工况按35g施加。各方向力的施加如图13所示，其中垂向力施加于轴箱的正上方、减振器座和转臂托座的下方，约束位置为轴承外圈；纵向力施加于转臂节点孔处，约束位置为轴承外圈；横向力施加于转臂节点孔处，约束位置为轴箱内侧轴承外圈挡边和轴箱外侧横向端部。对超常工况构架垂向力、横向力、纵向力以及减振器力、涡流装置附加惯性力进行了计算，结果如表5所示。计算结果表明，静强度最大应力为188.3 MPa，小于材料许用应力240 MPa，安全系数为1.27，应力云图如图14所示。

表 4 轴箱材质及基本力学性能参数

Table 4 Axle box material and its fundamental mechanical properties MPa

参数项目	材料类型	材料型号	拉伸强度	屈服强度	疲劳许用应力	弹性模量
参数或说明	球墨铸铁	EN-GJS-400-18-LT	400	240	70	169

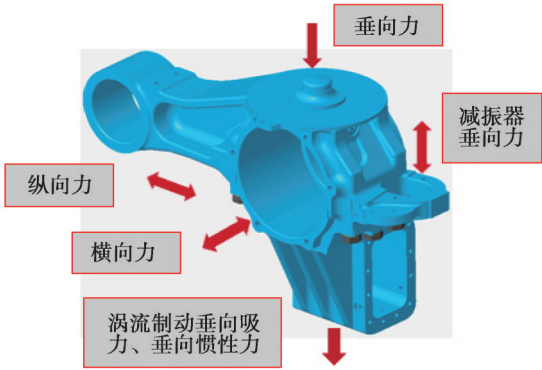


图 13 轴箱与涡流制动相关载荷

Fig. 13 Load related to axle box and eddy current braking

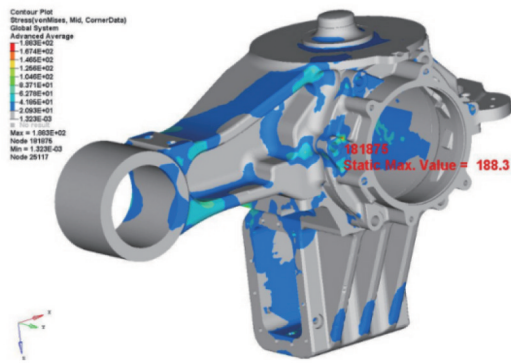


图 14 轴箱静强度应力云图

Fig. 14 Contour plot of stress in axle box under static strength condition

表 5 轴箱超常工况载荷

Table 5 Load on axle box under abnormal conditions kN						
参数名称	垂向力 F_z	横向力 F_y	纵向力 F_x	减振器垂向力	涡流制动垂向力	涡流制动垂向惯性力
参数值	118.95	-65.59	-43.36	20.00	30.00	82.40

②疲劳强度。对轴箱进行疲劳强度分析, 疲劳强度需满足各工况交变载荷的组合, 涡流制动装置每排磁铁垂向吸力在运营工况按 30 kN 施加; 依据轴箱类型和涡流制动装置相对转向架位置关系, 其垂向惯性载荷在运营工况按 12.5g 施加。对疲劳工况构架垂向力、横向力、纵向力以及减振器力、涡流制动装置附加惯性力进行了计算, 结果如表 6 所示。计算结果表明, 疲劳强度最大主应力 52.8 MPa, 最小主应力 -56.5 MPa, 最大应力幅值 54.65 MPa, 均小于材料的疲劳许用应力 70 MPa, 如图 15 所示, 满足运用要求。

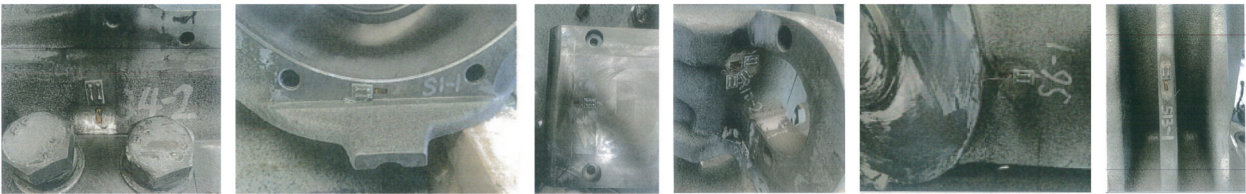


图 16 测点布置位置

Fig. 16 Layout of measuring points

2.1.3 螺栓校核

根据德国工程师协会标准 VDI 2230^[13] 的规定, 对关键位置螺栓进行强度校核, 螺栓相关参数信息如表 7 所示, 校核项点和结果如表 8 所示。由表 8 可知, 工作应力小于屈服强度 900 MPa, 疲劳强度安全系数大于 1.0, 防滑移安全系数大于 1.2, 剪切强度系数小于 1.0, 螺栓连接满足运用要求。

2.1.4 轴承寿命

该车型采用的轴承为双列圆锥滚子轴承, 基本尺寸 (内径×外径×宽度) 为 130 mm×240 mm×160 mm, 间隙式密封, 其设计额定动载荷为 915 kN, 对此轴承

表 6 轴箱疲劳工况载荷

Table 6 Load on axle box under fatigue condition kN						
参数名称	垂向力 F_z	横向力 F_y	纵向力 F_x	减振器垂向力	涡流制动垂向力	涡流制动垂向惯性力
参数值	104.12	-20.85	-16.68	10.00	15.00	29.43

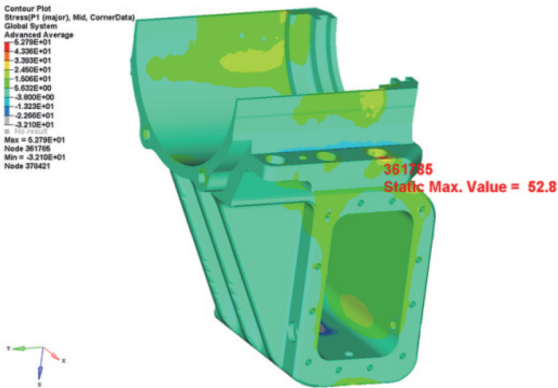


图 15 轴箱疲劳强度应力云图

Fig. 15 Contour plot of stress in axle box under fatigue strength condition

2) 轴箱台架试验

按照欧标 EN 13749:2021 对安装涡流制动装置转向架的轴箱进行台架试验, 试验分为静强度试验和疲劳试验, 各工况载荷施加参数与轴箱仿真分析所设置的相同, 静强度试验主要测点位置如图 16 所示。该试验轴箱最终通过了静强度试验和 1 000 万次疲劳试验。在超常工况下, 测点应力最大值为 79.2 MPa, 位于转臂箍靠近螺栓连接处, 低于屈服极限 240 MPa; 模拟运营工况下各测点应力均在 Goodman 疲劳极限图范围内, 如图 17 所示。疲劳试验后, 轴箱经磁粉探伤检查, 均未发现裂纹。

按标准 ISO 281:2007^[14] 进行寿命计算评估。该型号动车组转向架设计轴重为 17 t, 当涡流制动装置工作和故障工况时, 需在轴重折算载荷的基础上附加涡流产生的垂向吸力, 其当量动载荷为

$$P = \frac{(A - G) \cdot g \cdot f_z}{i}$$

(1)

式中: P 为当量载荷; A 为轴重; G 为簧下质量; f_z 为动态载荷系数; i 为每条轮对轴承数量; g 为重力加速度。

在计算中, 根据典型交路的实际制动场景, 考虑涡流制动缓解工况、工作工况和故障工况的占比分别

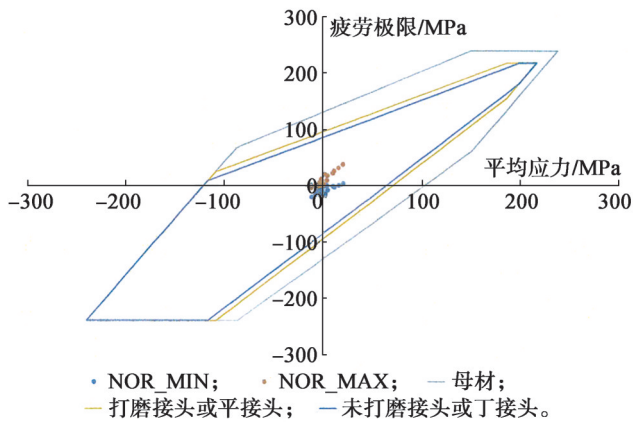


图 17 各测点应力在 Goodman 曲线中的分布
Fig. 17 Goodman curve distribution of stress at measuring points

表 7 螺栓相关参数信息

Table 7 Related parameters of bolts

安装位置	螺栓规格	强度等级	抗拉强度/MPa	屈服强度/MPa	紧固力矩/(N·m)	楔形垫圈
轴箱转臂与转臂箍	M24×120	10.9	1 000	900	835	NL24
涡流制动装置与构架间吊挂处	M16×110	10.9	1 000	900	251	NL16
传力杆与构架	M16×110	10.9	1 000	900	251	NL16

表 8 螺栓计算结果

Table 8 Calculation results of bolts

安装位置	工作应力/MPa	疲劳强度安全系数	防滑移系数	剪切强度系数
轴箱转臂与转臂箍	642.7	18.63	1.3	0.60
涡流制动装置与构架间吊挂处	734.5	13.91	12.5	0.88
传力杆与构架	773.7	5.93	7.6	0.58

约为 86.67% ($\frac{13}{15}$)、13.07% ($\frac{2}{15} \times 0.98$, 每排最大吸力 30 kN)、0.27% ($\frac{2}{15} \times 0.02$, 每排最大吸力 60 kN),

各工况下式(1)中各物理量的取值如表 9 所示, 从而得到等效当量动载荷 P 为 116.68 kN。

表 9 式(1)中各物理量取值

Table 9 Values of physical parameters in equation (1)

工况	P/kN	A/t	G/kg	f_z	i	$g/(\text{m} \cdot \text{s}^{-2})$
制动缓解	114.63	17.00	1 420	1.5	2	9.81
工作	129.63	19.04	1 420	1.5	2	9.81
故障	144.63	21.08	1 420	1.5	2	9.81

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^\varepsilon \cdot D_r \cdot \pi \tag{2}$$

式中: L_{10} 为轴箱轴承寿命; C 为基本额定动载荷, 取 $C=915 \text{ kN}$; ε 为寿命指数, 对于圆锥滚子轴承, 取 $\varepsilon=\frac{10}{3}$; D_r 为半磨耗轮径, 此处取 $D_r=885 \text{ mm}$ (该车型轮径为 850~920 mm)。

代入式(1)计算所得的等效当量动载荷 P , 得到轴箱轴承寿命 $L_{10}=266.2 \times 10^4 \text{ km}$ 。计算结果表明, 该型号轴承的寿命满足延长修之前的 2 个检修周期运用要求, 轴承可用于试验车的验证。

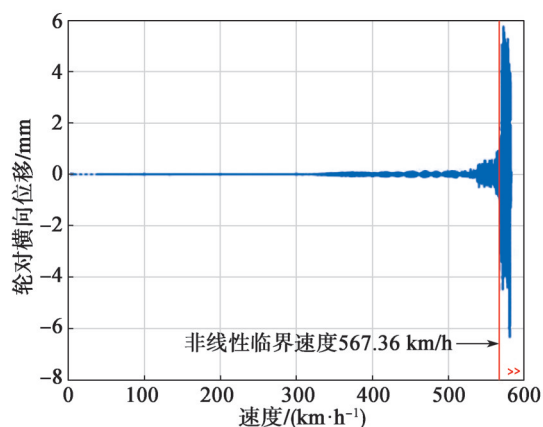
2.2 动力学评估

对安装涡流制动装置的转向架依据标准 GB 5599—2019^[15]和 UIC 513:1994^[16]进行动力学分析。采用典型的实测路谱为不平顺激励; 车轮状态分为新轮和磨耗轮状态; 工况分为涡流制动工作和缓解工况; 运行稳定性(临界速度)和运行平稳性(横向/垂向平稳性、舒适性)对应的测试线路为直线线路, 其中运行平稳性对应的测试速度为 240、280、320、360、400 km/h; 运行安全性对应的测试线路为曲线线路, 曲线半径分别为 250、2 200、4 000、7 000 m。通过计算得到, 磨耗轮、涡流制动工作状态下的临界速度为 567.36 km/h, 如图 18(a)所示; 脱轨系数最大值出现在磨耗轮、制动缓解状态下, 其值为 0.16, 如图 18(b)所示; 其他动力学指标最大值出现在磨耗轮、涡流制动工作状态下, 如表 10 所示。计算结果表明, 动力学指标皆合格, 满足试验车辆要求。

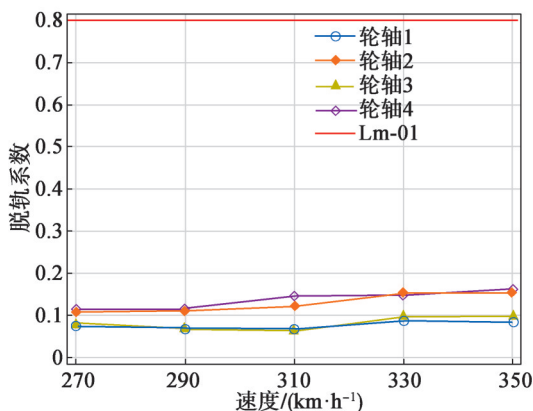
表 10 转向架车辆动力学评估

Table 10 Vehicle dynamic evaluation for bogie

车轮状态		工况		曲线半径/m	对应速度/(km·h ⁻¹)	动力学指标计算结果			
新轮	磨耗轮	制动工作	制动缓解			临界速度/(km·h ⁻¹)	横向平稳性	垂向平稳性	舒适性
	√	√			400		2.1	1.42	1.75
	√	√				567.36			
车轮状态		工况		曲线半径/m	对应速度/(km·h ⁻¹)	动力学指标计算结果			
新轮	磨耗轮	制动工作	制动缓解			脱轨系数	轮重减载率	轮轴横向力/kN	轮轨垂向力/kN
	√	√		7 000			0.31	24.17	108.01
	√		√	7 000		0.16			



(a) 运行稳定性



(b) 脱轨系数

图18 在磨耗轮和涡流制动工作工况下动力学性能指标

Fig. 18 Dynamic performance indicators under worn-wheel and eddy current braking condition

3 结束语

本文介绍了一款轨道涡流制动装置,在既有时速400公里动车组转向架基础上,对安装该装置的转向架开展了关键接口部件构架、轴箱的强度仿真分析和台架试验验证,并对关键紧固件和轴箱轴承分别进行校核和寿命计算,基于涡流制动装置缓解工况和制动工况进行了整车动力学仿真分析,验证结果皆满足运用要求。该涡流制动装置目前已在高速试验动车组上装车,下一步计划随整车逐级提速开展线上运用试验,后续将持续关注轴温与各零部件的振动情况,监测相关动力学指标,同时也密切关注钢轨温度及其波动情况^[17],结合线路试验数据,为更高速度的高铁涡流制动方案提供参考。

参考文献:

[1] Global Times. China's fastest CR450 high-speed train prototype unveiled in Beijing, consolidating nation's edge in railway innovation [EB/OL]. (2024-12-29) [2024-12-30]. <https://www.globaltimes.cn/page/202412/1325942.shtml>.

[2] 李秋泽,单巍,张英春,等.中国高速动车组转向架技术发展及展望[J].机车电传动,2023(2):14-35.
LI Qiuzhe, SHAN Wei, ZHANG Yingchun, et al. Technological development and prospect of China's high speed EMU bogies[J]. Electric drive for locomotives, 2023(2): 14-35.

[3] 李志龙.我国高速动车组非黏着制动必要性分析[J].中国科技信息,2015(2):22-23.
LI Zhilong. Analysis of the necessity of non-adhesion braking for EMUs in China[J]. China science and technology information, 2015(2): 22-23.

[4] GÜNAY M, KORKMAZ M E, ÖZMEN R. An investigation on braking systems used in railway vehicles[J]. Engineering science and technology, an international journal, 2020, 23 (2): 421-431.

[5] 丁福焰,吕宝佳,顾磊磊.高速列车涡流制动技术综述[J].铁道机车车辆,2012,32(6):1-4.
DING Fuyan, LYU Baojia, GU Leilei. Summary of eddy current braking technology of high speed train[J]. Railway locomotive & car, 2012, 32(6): 1-4.

[6] CREDNER W D M, 柳宇刚.线性涡流制动的发展及其在ICE3电动车组上的应用[J].变流技术与电力牵引,2001(3):22-27.
CREDNER W D M, LIU Yugang. Die lineare wirbelstrombremse: entwicklung und einsatz im ICE3[J]. Converter technology & electric traction, 2001(3): 22-27.

[7] 应之丁.涡流制动技术在高速列车上的应用[J].电力机车与城轨车辆,2004,27(5):19-22.
YING Zhiding. Application of eddy current brake technology on high-speed trains[J]. Electric locomotives & mass transit vehicles, 2004, 27(5): 19-22.

[8] 国家铁路局.标准轨距铁路机车车辆限界 第1部分:机车车辆限界:GB 146.1—2020[S].北京:中国标准出版社,2020.
National Railway Administration of People's Republic of China. Gauge for standard gauge railways—part 1: rolling stock gauge: GB 146.1—2020[S]. Beijing: Standards Press of China, 2020.

[9] European Committee for Standardization. Railway applications-wheelsets and bogies-method of specifying the structural requirements of bogie frames: EN 13749-2021[S]. London: British Standards Institution, 2021.

[10] DVS. Design and endurance strength analysis of steel welded joints in rail-vehicle construction: DVS 1612[S]. Düsseldorf: DVS, 2014.

[11] 中国铁道科学研究院集团有限公司标准计量研究所.机车车辆强度设计及试验鉴定规范 转向架 第1部分:转向架构架:TB/T 3549.1—2019[S].北京:中国铁道出版社,2019.
China Academy of Railway Sciences Corporation Limited, Standards & Metrology Research Institute. Strength design and test accreditation specification for rolling stock-bo-

gie-part 1: bogie frame: TB/T 3549.1—2019[S]. Beijing: China Railway Publishing House Co., Ltd., 2019.

[12] European Committee for Standardization. Founding-spheroidal graphite cast irons: EN 1563-2011[S]. London: British Standards Institution, 2011.

[13] VDI. Systematic calculation of highly stressed bolted joints - joints with one cylindrical bolt: VDI 2230[S]. Düsseldorf: VDI, 2014.

[14] ISO. Rolling bearings-dynamic load ratings and rating life: ISO 281-2007[S]. Geneva: ISO, 2007.

[15] 国家铁路局. 机车车辆动力学性能评定及试验鉴定规范: GB/T 5599—2019[S]. 北京: 中国标准出版社, 2019.

National Railway Administration of People's Republic of China. Specification for dynamic performance assessment and testing verification of rolling stock: GB/T 5599—2019 [S]. Beijing: Standards Press of China, 2019.

[16] International Union of Railways. Guidelines for evaluating passenger comfort in relation to vibration in railway vehicles: UIC 513-1994[S]. Paris: International Union of Railways, 1994.

[17] 高立群, 王立宁, 丁福焰, 等. 线性涡流制动对钢轨温升的影响[J]. 中国铁道科学, 2023, 44(6): 136-142.

GAO Liqun, WANG Lining, DING Fuyan, et al. Influence of linear eddy current brake on rail temperature rise[J]. China railway science, 2023, 44(6): 136-142.

Research on installation solution of eddy current braking devices on EMU bogies

LIU Chao^{1,2}, ZHAO Wenxue², FAN Jun², HAN Qingli², CHEN Bingzhi¹

(1. Zhan Tianyou College of Dalian Jiaotong University, Dalian, Liaoning 116028, China;
2. CRRC Changchun Railway Vehicles Co., Ltd., Changchun, Jilin 130062, China)

Abstract: This research explored a solution for installing linear eddy current braking devices on the bogies of existing 400 km/h EMUs, aiming to make their braking systems more economical and environmentally friendly. Adaptive improvements were made to the bogie frame and axle box structures, taking into account the bogie structure and clearance requirements. To ensure the safety and reliability of the modified structures, static strength and fatigue strength simulations were conducted on the bogie frame components and the axle box assembly, followed by verification through bench tests. The service life of the axle box bearings was calculated based on the proportions of eddy current braking conditions: released, applied, and faulty. Additionally, the dynamic performance of the entire vehicles was simulated under the eddy current brake releasing and application conditions. The results indicate that the modified bogie components are structurally safe and reliable, thus meeting the requirements for safe operation at high speeds. The proposed solution provides a reference for the design of eddy current braking systems for high-speed EMUs.

Keywords: high-speed train; high-speed EMU; eddy current braking; bogie; simulation; bench test