

1 435/1 520 mm 变轨距车轮 滑移装置的结构设计

刘 超¹, 周殿买¹, 黄志辉², 刘兆金¹, 孔瑞晨¹

(1. 中车长春轨道客车股份有限公司, 吉林 长春 130062;
2. 西南交通大学 牵引动力国家重点实验室, 四川 成都 610031)

摘 要: 为实现 1 435/1 520 mm 不停车变轨距, 需设计与传统轮对轴箱结构不同的车轮滑移装置。文章主要介绍了车轮滑移装置特殊的配合方式、扭矩传递方式及滑移方式。分析表明, 这种结构设计在满足轮对内侧距不停车转换的情况下可实现列车 1 435/1 520 mm 的变轨转换。

关键词: 变轨距技术; 转向架; 滑移装置; 滑移衬套; 高速动车组

中图分类号: U266.2; U260.331

文献标识码: A

doi: 10.13890/j.issn.1000-128x.2019.04.003

Structure Design of Wheel Sliding Device for 1 435/1 520 mm Gauge Changeable Rail

LIU Chao¹, ZHOU Dianmai¹, HUANG Zhihui², LIU Zhaojin¹, KONG Ruichen¹

(1. CRRC Changchun Railway Vehicles Co., Ltd., Changchun, Jilin 130062, China;

2. State Key Laboratory of Traction Power, Southwest Jiaotong University, Chengdu, Sichuan 610031, China)

Abstract: In order to realize 1 435/1 520 mm non-stop gauge changeable, it is necessary to design wheel sliding device with different structure of traditional wheelset axle box. This paper mainly introduced the special matching mode, torque transmission mode and sliding mode of wheel slip device. The analysis showed that this structure design can realize the rail transfer of 1 435/1 520 mm train under the condition that the inner distance of wheelset can be changed without stopping.

Keywords: gauge changeable technology; bogie; slip device; slip bushing; high-speed EMUs

0 引言

为使转向架实现不同轨距下轮对内侧距的转换, 需实现车轮在车轴上对应的滑移变化, 从而改变轮距。若使用现有轮对技术, 由于轮轴相对固定, 无法实现不停车改变轮距, 而运用可转换轮距的车轮滑移装置, 即可实现车轮在车轴上轴向的滑移, 达到不停车改变轮对内侧距的目的。

本文将介绍一种轮距转换的高速动车组车轮滑移装置, 可使高速动车组不停车运行, 在地面设施的协

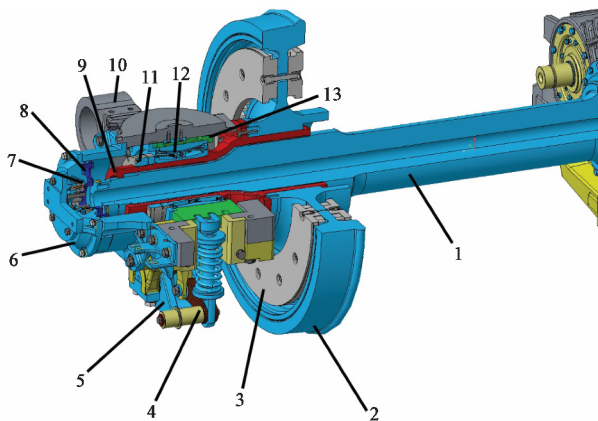
助下, 在 1 435 mm 标准轨距线路与 1 520 mm 宽轨轨距线路之间的变轨段自动实现轮对轮距的转换。

1 滑移装置的结构

1 435/1 520 mm 变轨距车轮滑移装置如图 1 所示, 车轮固定在滑移衬套结构直径较大部位, 轴箱装置固定在滑移衬套结构直径较小部位, 滑移衬套内部安装滑动轴承, 车轮、轴承、轴箱体及滑移衬套共同构成滑移装置。滑移衬套与车轴之间为间隙配合, 滑移衬套与车轮、滑动轴承之间为过盈配合。在轨距变化时, 滑移衬套可以在车轴上滑动, 实现轮对运行过程中内侧距自动适应轨距变化。

收稿日期: 2018-04-27; 修回日期: 2018-11-29

基金项目: 国家重点研发计划项目 (2016YFB1200501)



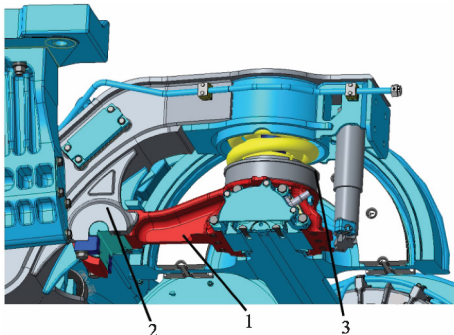
1—车轴; 2—车轮; 3—制动盘; 4—锁紧装置; 5—承载装置; 6—轴箱端盖; 7—轴端球轴承; 8—测速齿轮; 9—滑移衬套; 10—转臂梁; 11—轴承压盖; 12—轴承; 13—轴箱体。

图1 车轮滑移装置在转向架中的工作原理图

2 滑移装置的技术特点

2.1 全新的配合方式

现有转向架技术中, 轴箱体多为内置轴承, 通过轴箱体外部与构架的连接, 实现定位, 如图2所示。



1—轴箱体; 2—构架; 3—一系悬挂装置。

图2 传统转向架轴箱定位原理图

1 435/1 520 mm 变轨距车轮滑移装置可以实现轴箱装置轴向滑动功能, 采用轴承外圈与轴箱体内部小间隙配合安装、轴承内圈与滑移衬套过盈配合安装的结构, 轴箱体外部置于轴箱转臂梁及转臂箍共同构成的内腔中, 转臂梁及转臂箍与构架连接。当车轮滑移装置沿车轴轴向滑动时, 由于轴箱体未被固定, 如果采用传统转向架技术中的圆柱状轴箱体结构, 在车轴转动的惯性作用下, 轴箱体将在转臂梁和转臂箍内发生圆周转动。为防止轴箱体的这种圆周转动, 设计了一种多边形截面的轴箱体 (如图3所示)。采用小圆孔实现了轴箱体在轴箱转臂梁内腔可沿轴向滑动。

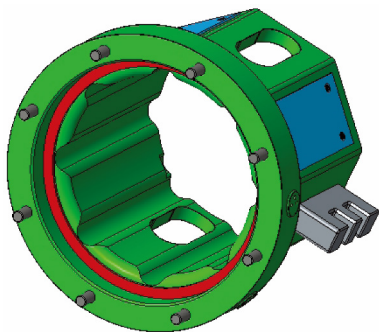
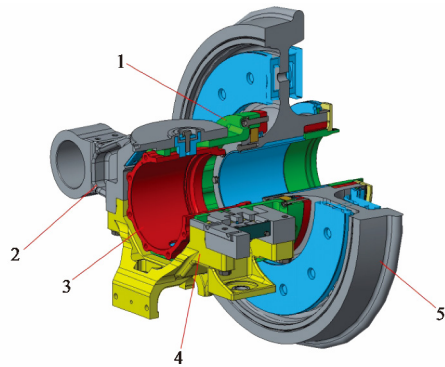


图3 准/宽轨距转换轴箱体立体图

同时通过多边形截面轴箱体结构的配合, 实现圆

周方向定位, 如图4所示。



1—滑移装置; 2—转臂; 3—轴箱体; 4—转臂箍; 5—车轮。

图4 轮滑移装置定位原理图

2.2 全新的扭矩传递方式

现有的转向架技术中, 车轴与车轮之间的扭矩传递通过轮轴过盈配合实现。但为了实现轮对内侧距变化, 准/宽轨转换的车轮滑移装置 (包含滑移衬套、轴承、车轮、轴箱体等) 与车轴为间隙配合, 可以相对滑动, 失去了传递扭矩的作用。因此, 准/宽轨转换的滑移装置采用了花键传递扭矩的技术, 花键结构如图5所示。通过在车轴端部圆柱表面加工外花键, 滑移衬套内部圆柱表面加工内花键, 车轴转动时, 通过花键啮合传递扭矩, 使车轴与滑移衬套、轴承、车轮实现同步旋转, 且花键在变轨过程中, 仍可以保证车轮滑移装置与车轴间的轴向相对滑动。

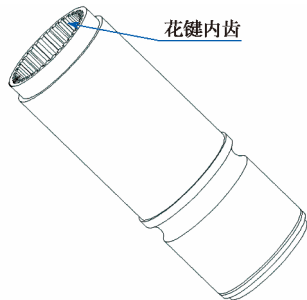
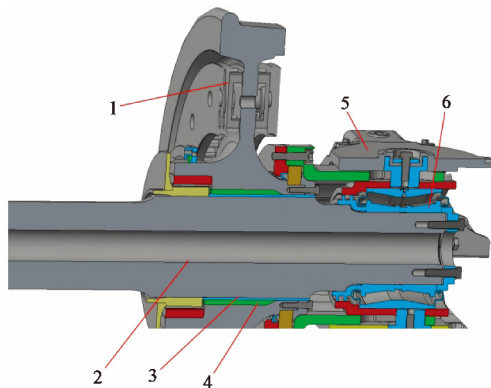


图5 滑移衬套结构图

2.3 全新的轮轴连接方式

现有的转向架技术中, 轮轴间通过过盈配合连接, 无相对位移。准/宽轨转换的车轮滑移装置与车轴之间需要相对滑动 (轮轴连接见图6), 但由于正压力较大, 相对滑动过程必然需要克服较大的滑动摩擦阻力, 造成滑移困难。因此, 准/宽轨转换的滑移装置通过滑动



1—车轮; 2—车轴; 3—衬套; 4—滑动轴承; 5—轴箱; 6—轴箱轴承。

图6 轮轴连接方式原理图

轴承传递滑动摩擦力的方式,通过控制摩擦因数和配合尺寸实现滑移装置与车轴之间的低摩擦滑动,从而减小滑动摩擦阻力,同时降低滑移过程中的磨耗损伤与微动磨损,提高使用寿命,降低维护难度及维护成本。

3 花键的材料强度计算

车轮滑移装置中最重要的传力部件就是滑移衬套。滑移衬套内侧圆柱表面的花键(见图5)通过与车轴圆柱外表面啮合传递扭矩,因此花键处的强度是否满足传动要求就非常关键。以下将对滑移衬套内侧花键的材料强度进行校核计算。

花键的输入条件:

最大输入扭矩 18 480 N·m

弯矩 0 N·m

径向压轴力 0 N

最小结合长度 35 mm

花键基本参数如表1所示。

表1 花键基本参数和尺寸

参数名称	外花键	内花键
模数	5	5
齿数	50	50
压力角/(°)	30	30
齿宽/mm	50	50
变位系数	0.45	-0.45
大径/mm	259	260.5
小径/mm	248.5	250
跨齿数	9	—
公法线/mm	129.517 2	—
公法线最大值/mm	129.453 2	—
公法线最小值/mm	129.422 0	—
棒直径/mm	10	10
跨棒距/mm	270.306 5	238.081 1
跨棒距最大值/mm	270.191 0	238.180 3
跨棒距最小值/mm	270.134 8	238.116 5
作用齿厚最大值/mm	10.398 1	10.472 1
作用齿厚最小值/mm	10.378 1	10.452 1
实际齿厚最大值/mm	10.378 1	10.508 1
实际齿厚最小值/mm	10.342 1	10.472 1
精度及配合	7e	7H

选用 G20CrNi2Mo 作为花键材料,采用渗碳淬火工艺,表面硬度 HRC 值为 58~62,芯部硬度 HRC 值为 28~42。花键强度校核依据 GB/T 17855—2017,计算数据和结果见表2、表3。

经计算,花键材料强度满足运用要求。选配适当的内、外花键后,车轴与衬套之间的摩擦也可有效提高花键的耐磨能力,为准/宽轨的滑移转换提供保障。

表2 花键强度计算结果

校核项目	计算值 /MPa	许用值 /MPa	校核结果
齿面接触强度	22	142	通过
齿根弯曲强度	25	229	通过
齿根剪切强度	16	115	通过
扭转与弯曲强度	10	177	通过
齿面耐磨损能力	22	205	能在 10×10^8 循环次数以下正常工作
长期无磨损能力	22	23.2	能长期无磨损工作

表3 花键强度计算输入数据

参数项目	参数值	参数项目	参数值
齿数	50	输入扭矩/(N·m)	18 480
模数	5	材料的屈服强度 /MPa	850
压力角/(°)	30	材料的拉伸强度 /MPa	1 100
外花键大直径/mm	259	弯曲强度的计算安全系数	1
外花键小直径/mm	249	齿面接触强度的计算安全系数	1.25
内花键小直径/mm	250	分配系数	1.2
结合长度/mm	35	轴向偏载系数	1.6
变位系数	0.45	转换系数	0.3
齿根圆角半径/mm	0.8	外齿面耐磨损许用压应力 /MPa	205
使用系数	2	内齿面耐磨损许用压应力 /MPa	23.2
齿侧间隙系数	1.25	弯矩/(N·m)	0

4 结语

综上所述,准/宽轨转换的车轮滑移装置完全能够满足跨国联运过程中通过不同轨距线路不停车实现轮对内侧距变化的需求,同时降低零部件磨损,保证轮轴之间稳定传递扭矩。车轮滑移装置的可靠性与寿命还有待试验台试验和线路运行考核试验的验证。

参考文献:

- [1] 小田和裕. 軌間可変電車の全体計画 [J]. 鉄道総研報告, 2000, 14(10): 7-12.
- [2] 高尾喜久雄, 潤賀健一. 軌間可変試験電車の概要 [J]. 鉄道総研報告, 2000, 14(10): 13-18.
- [3] 徳田憲暁, 藤田豊志, 佐藤栄作, 等. 軌間可変台車の開発 [J]. 鉄道総研報告, 2000, 14(10): 19-24.
- [4] 高尾喜久雄. フリーゲージトレインの開発—軌間の異なる新幹線と在来線の直通運転を目指して [C]// 日本機械学会. 第18回交通・物流部門大会講演論文集. 東京: 日本機械学会, 2009: 67-70.
- [5] KIM C S, CHANG C S, JANG S H, et al. Structural analysis of locking parts in the gauge-adjustable wheelset[J]. Journal of the Korean Society for Railway, 2008, 11(1): 33-38.
- [6] 成大先. 机械设计手册 [M]. 5版. 北京: 化学工业出版社, 2008.

作者简介: 刘 超 (1989—), 男, 硕士, 工程师, 从事车辆转向架研究工作。