

一种市域铰接列车铰接装置的设计

于跃 刘永攀 初艳

(中车大连机车车辆有限公司 辽宁 大连 116021)

摘要: 本文介绍了铰接列车的发展,分析了铰接列车的连接方式,结合车辆动力学指标设计出一种适用于市域铰接列车的铰接装置,利用 ANSYS 有限元软件平台进行了强度校核及优化,根据《VDI2230》标准进行了螺栓校核,并进行了样件生产,通过静强度及疲劳强度试验验证了本设计的可靠性。

关键词: 铰接列车; 铰接式转向架; 铰接装置; 强度校核

1 铰接列车的发展

在众多铁道车辆中,铰接列车因其特殊的结构,在干线客运、货运及城市轨道交通中都得到了广泛的应用。法国的 TGV 系列列车是欧洲高速铁路中研制最早、运用考验时间最长、性能优良的高速列车,并保持有世界最高试验速度纪录 574.8km/h, TGV 自第一列试验车 TGV-001 起即使用了车辆铰接技术。由于 TGV 在技术和商业经营上的巨大成功,铰接式转向架不仅在法国得到大力发展,而且在其他国家的铁道车辆中也开始广泛使用。

Talgo 是西班牙列车品牌,西班牙铁路在引进法国 AVE 高速列车技术的基础上,通过与庞巴迪公司的技术合作,于 2007 年 12 月正式推出了 Talgo-350 摆式铰接列车。该车车体采用 Talgo 被动式倾摆系统,铝合金挤压型材结构,具有压力密封特性;拖车采用了 Talgo 特有的独立旋转车轮单轴转向架,克服了普通 2 轴转向架内 4 点支承的弊端,由于 2 个单轴转向架的间距缩短,提高了车体的刚性。Talgo-350 摆式铰接列车以其先进的技术和优良性能成为了 Talgo 系列列车中的佼佼者。

日本也是使用铰接列车较多的国家之一。东日本铁路集团公司开发的现代市郊 AC 列车是第一列铰接式市郊车,14 节编组,时速 120km/h。为了便于维护和减轻重量,AC 列车同时开发了两点空气弹簧悬挂系统和 4 点空气弹簧悬挂系统两种无摇枕铰接式转向架。试验结果证实,两种铰接式转向架的列车都有较优的运行安全性,而 4 点空气弹簧悬挂系统对在缓和曲线上限定车轮载荷降低方面,作用更加显著。在此基础上,东日本铁路集团公司又开发设计了 E331 系市郊列车。

此外,铰接列车还在土耳其、德国、荷兰、瑞士等国家有所应用。铰接列车的结构特点具备以下优势:可

提高列车和轨道运用的经济效益以及列车的运行平稳性和安全性,改善列车的曲线通过能力,更容易实现列车低地板化。然而,铰接列车也有不足,表现为转向架数量减少轴重增加,短车体的结构方式使得每辆车的乘客数量受到限制,车辆在编组方面的灵活性欠佳。铰接列车技术在国外的发展日趋成熟,我国对铰接列车技术的研究不能只停留在学习、仿制阶段,应该尽快研制出适用于我国铁路系统的铰接列车。

2 铰接列车连接方式

铰接列车车体连接方式与非铰接列车不同,两个相邻车体铰接在一起,并由 1 个单独的转向架来支撑。铰接列车和非铰接列车的不同还表现在车体支撑方式(图 1)、车辆连接刚度、车辆长度和车体重心高等方面。

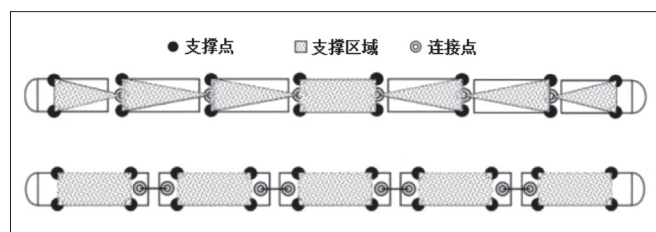


图 1 铰接列车与非铰接列车车体支撑方式及连接方式对比图

法国 TGV 高速列车运用的是一种无摇枕球心盘式铰接结构,中间车体一端为支撑端,另一端为铰接端。支撑端车体端墙的两侧设空气弹簧台,中部设下球面心盘,车体的载荷经弹簧支撑台传至空气弹簧;铰接端车体在端墙中央设上球面心盘,搭接于支撑端车体的下球面心盘上,铰接端车体的一半重量经心盘传至支撑端;两车之间的纵向力也是通过球面心盘来传递,整个中间车体呈三点支撑。

西班牙 Talgo 摆式列车中间车辆的相邻两端端墙结构不同,一端的上部设有 2 个盆形支承座,车体通过

该支承座支于空气弹簧和轮对上；另一端的端墙基本平整，这一端车体通过 2 根长吊杆吊挂于相邻车体的端部。长吊杆的下端与车体端部下方的曲拐连杆装置相连，上端与相邻车体端部的空气弹簧上支座相连。两辆车之间设有连接器，传递牵引力和纵向压缩力，并允许前后车体相对转动，相当于一个大的万向球关节。

日本 AC 列车相邻的两个车体分为上方车体和下方车体；下方车体具有枕梁，坐落在 2 点支承铰接转向架上，从枕梁中部向下突出的牵引装置与转向架之间用单拉杆联接；枕梁中部的上平面设有联接器座，联接器用螺栓固定在上方车体上；联接器内设球面轴承，以此为“关节”，允许 2 个车体之间相互运动。

3 铰接装置设计

铰接列车的一项关键技术是相邻车体之间及车体与转向架之间的连接技术。实现此关键技术的核心部件是铰接装置。铰接装置不仅承担了车钩的功能，还兼具部分牵引功能。车辆运行过程中铰接装置传递牵引力、制动力和惯性力，也承受车体垂向力，载荷大且工况复杂。铰接装置的性能直接影响铰接列车的性能。

铰接装置的结构与铰接转向架的承载方式有关，通过对法国 TGV 高速列车、西班牙 Talgo 摆式列车和日本 AC 列车等几款有代表性的铰接列车的研究分析，首先确定了市域铰接列车的转向架方案。

市域铰接列车转向架为无摇枕两轴转向架，构架为 H 型焊接构架；采用转臂式轴箱定位方式，轴箱体为分体式，可快速更换轮对；一系悬挂装置主要由圆柱螺旋弹簧和橡胶垫组成；二系悬挂装置主要由空气弹簧和高度阀组成。

市域铰接列车采用 4 点空气弹簧承载方式，铰接装置需要承受纵向和横向载荷及很小垂向载荷，因此铰接装置中心部位可以使用橡胶关节（以下简称“球铰”）。

3.1 铰接装置结构设计

本文设计的铰接装置（图 2）结构简单，由前铰接座、后铰接座、球铰、上牵引体、纵向止挡和压板等组成。上部分为铰接部分，下部分为上牵引体。铰接部分的前、后铰接座通过螺栓与前后车体相连接，两铰接座通过中间的球铰连接，以此作为关节，允许相邻车体的转动和平动；上牵引体直接插入下牵引装置中，传递牵引力和制动力。

3.2 前铰接座设计

前铰接座设有球铰安装孔，后端通过 8 个螺栓与车体连接，前端设置凸台在承受超常载荷时与纵向止挡

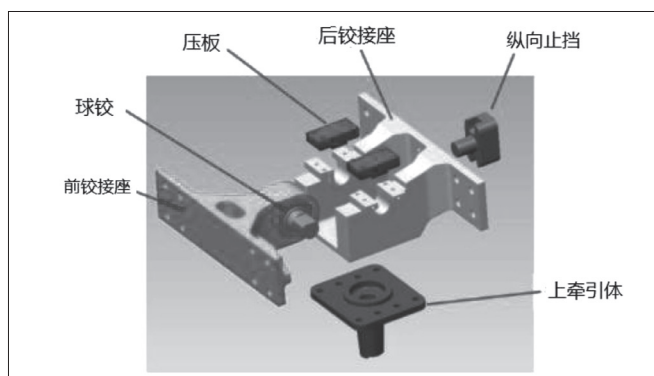


图 2 铰接装置结构示意图

相撞。设计时主要考虑功能性、工艺性与强度。

3.3 后铰接座设计

后铰接座设有球铰、纵向止挡、压板和横向减振器安装孔，后端通过 8 个螺栓与车体连接，下端通过 8 个螺栓与上牵引体连接。设计时主要考虑功能性、工艺性与强度。

3.4 上牵引体设计

设计过程中，考虑了后铰接座与上牵引体合为一体的设计方案，但经过对铸造工艺、强度、结构等多方面分析后，决定分开以保证零件性能。在上牵引体上部设置凸台与后铰接座下端孔配合以保证牵引力的传递，下部设计成锥形代替以往项目的中心销与下牵引装置连接。

3.5 纵向止挡设计

考虑到铰接列车在救援连挂工况下冲击载荷过大，直接用球铰去承担连挂冲击载荷比较危险，故在铰接装置中设计了纵向止挡结构。最初纵向止挡位于后铰接座前端两侧，但考虑到车辆曲线通过时，纵向止挡与铰接前座可能发生干涉，因此更改了纵向止挡安装位置及结构（图 3），安装时在纵向止挡与后铰接座之间加装调节垫片，使纵向止挡间隙可调。

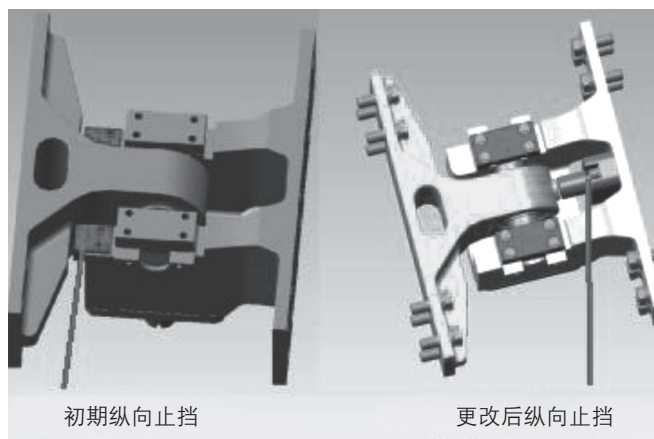


图 3 纵向止挡更改前后对比图

3.6 球铰设计

球铰是铰接装置中的重要部件，在车辆运行时传递纵向力和牵引力，在通过曲线时还承受横向力作用，此外还作为活动关节允许相邻车体间转动，因此选择合适的球铰是铰接装置设计过程中的重要一环，球铰的设计参数主要由动力学仿真和标准计算两部分确定。

3.6.1 动力学仿真计算

首先对车辆正常运行工况进行动力学仿真。不同线路下球铰载荷情况见下表。取表中纵、横向载荷中最大值，并考虑 1.1 的安全系数，得到正常运行工况下最大纵向载荷 22.7kN、最大横向载荷 49.5kN。

表 正常运行工况球铰载荷表

曲线	车速 / (km/h)	C ₁ C ₂ 车球铰 纵向力 /kN	C ₂ C ₃ 车球铰 纵向力 /kN	C ₁ C ₂ 车球铰 横向力 /kN	C ₂ C ₃ 车球铰 横向力 /kN
R150h0	40	4.55	3.90	17.68	20.31
R250h90	70	6.41	7.29	15.92	26.57
R300h90	80	7.26	6.14	20.27	31.43
R600h120	120	13.04	12.28	22.76	34.88
R1000h150	160	14.92	16.65	20.21	45.03
R2000h150	176	16.61	19.53	6.41	17.83
直线	176	18.94	20.64	5.64	5.95

其次对车辆救援工况进行动力学仿真。在头车施加 1500kN 力，通过仿真计算得出球铰纵向最大受力为 1250kN。

3.6.2 载荷计算

(1) 根据 EN 13749 标准，计算车辆启动和制动引起的纵向疲劳载荷为 63kN。

(2) 根据 EN 12663 标准，计算车辆救援工况的最大纵向载荷为 961kN，车辆横向疲劳载荷为 13.4kN，车辆最大横向载荷为 93kN，车辆最大垂向载荷为 184kN。

3.6.3 其他参数计算

根据列车曲线通过时的几何关系、一系、二系悬挂位移等计算：

(1) 通过 R150m 车场线时，两车之间最大回转角为 7.3°；

(2) 通过 R500m 竖曲线时，两车间的点头角度为 2.4°；

(3) 两车间最大侧滚角为 4.8°。

此外，根据车辆实际运行情况，球铰的径向刚度和轴向刚度应尽可能大，在承受冲击载荷时，橡胶变形小；回转刚度和偏转刚度应尽可能小，有利于曲线通过时的动力学性能及减少车轮磨损。

3.6.4 球铰选择

综合考虑上述计算，初步确定球铰参数，同时结合安装空间、结构形式、橡胶变形等因素，选择满足性能要求的球铰。

4 干涉校核

4.1 水平偏转校核

通过 R150m 车场线时，两车之间最大回转角为 7.3°，校核时取水平偏转角 7.5°。校核发现前铰接座凸台与纵向止挡间隙约为 2.4mm，前铰接座与后铰接座最小间隙处约为 2mm，满足要求。

4.2 回转校核

通过 R500m 竖曲线时，两车间的点头角度为 2.4°，校核时取竖直平面转角 3°，校核发现最小间隙处为前铰接座凸台与纵向止挡间隙约为 3.7mm，满足要求。

4.3 侧滚校核

两车间最大侧滚角为 4.8°，校核时取侧滚角 5°，校核发现最小间隙处为前铰接座凸台与纵向止挡间隙约为 5mm，满足要求。

4.4 分析与优化

通过干涉校核发现铰接装置在车辆运行过程中不发生干涉，但有两处间隙较小，考虑制造公差及装配公差应该进行优化改进。增加后铰接座圆角半径，优化后水平偏转角 7.5° 时，前铰接座与后铰接座最小间隙处约为 10mm。纵向止挡间隙可根据最大纵向载荷和球铰径向刚度调节，故不进行优化。

5 计算校核

5.1 铰接装置静强度和疲劳强度计算

利用 ANSYS 有限元软件平台对铰接装置静强度和疲劳强度进行计算分析。有限元模型采用实体单元离散，球铰采用带有三向刚度及扭转刚度的 bushing 单元模拟，考虑到螺栓预紧力对计算结果的影响，部件之间采用接触单元和用实体单元及梁单元模拟的螺栓预紧连接。按照标准 BS EN 12663-1 及 BS EN 13749，结合实际运行情况，对铰接装置所受载荷进行组合，计算模拟超常载荷工况 8 种、运营载荷工况 12 种。

有限元计算分析结果显示：铰接装置在超常载荷计算工况下，各工况的最大应力值均小于材料的许用应力（图 4），满足静强度校核要求。铰接装置在运营载荷计算工况下，满足疲劳强度校核要求。

虽然强度计算结果均满足强度校核要求，但个别各

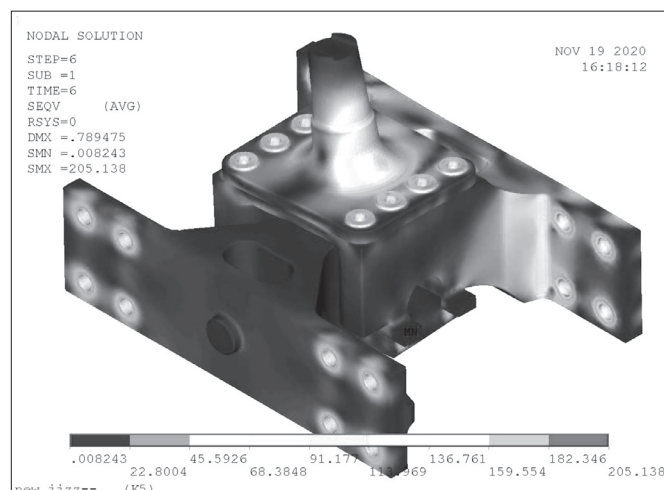


图4 一种超常载荷下铰接装置等效应力云图

工况计算中,最大应力值接近许用应力。为确保铰接装置的可靠性,对该最大应力出现位置进行优化,减小应力。

5.2 铰接装置螺栓校核

按照 VDI 2230 标准对铰接装置高强度螺栓连接进行校核,校核包括铰接装置与车体连接使用的 M30 螺栓,以及后铰接座与下牵引体连接使用的 M20 螺栓两处(图 5)。根据分析 M30 螺栓计算模拟工况 2 种:铰接装置承受最大拉伸载荷与铰接装置承受最大横向及转向架最大横向载荷;M20 螺栓计算模拟工况 1 种:叠

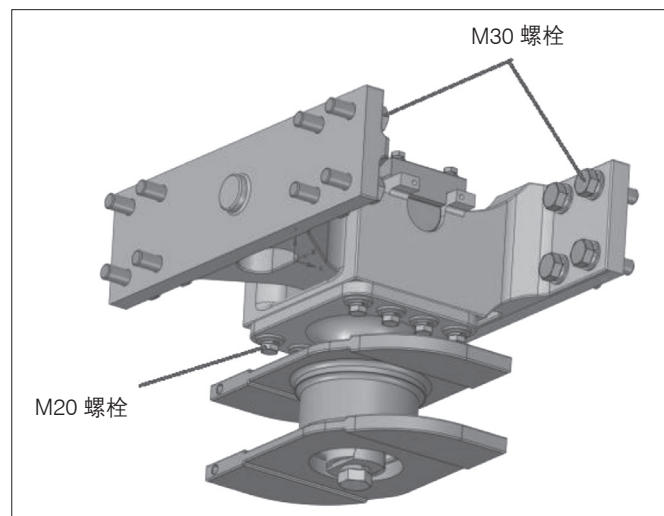


图5 铰接装置高强度螺栓连接位置示意图

加转向架运营纵向及横向载荷。

计算结果表明:M30 与 M20 螺栓在计算工况下,符合安全标准,螺栓满足强度要求。

6 试验验证

在计算校核通过后,进行了铰接装置的施工设计,并进行了样件生产与试验验证。国家重点实验室对铰接装置进行了静强度及疲劳试验,检测结果如下:“国家重点实验室对其设计制造的市域列车铰接装置进行静强度试验,检验了铰接装置在相应载荷作用下的静强度,并考核一定疲劳试验循环次数下的疲劳强度。试验结果表明,市域铰接列车铰接装置静强度及疲劳强度满足试验标准的要求”。

7 结语

本文基于市域铰接列车转向架的研制,介绍了铰接列车的发展与铰接列车的铰接方式;学习研究了国外先进的铰接列车铰接技术,设计出符合需求的铰接装置;进行铰接装置静强度和疲劳强度计算与铰接装置螺栓校核;生产出铰接装置样件,并完成了静强度及疲劳强度试验验证。

本文完成的市域铰接列车铰接装置的设计,为铰接式转向架的设计打下了坚实基础,也为后续市域铰接列车的研制做好了铺垫。此外,本文铰接装置的设计过程及方案,还可以为同类型产品的开发提供参考与借鉴。

参考文献:

- [1] 沈继强. 铰接式转向架在城轨车辆中的应用及其性能研究[J]. 电力机车与城轨车辆, 2007, 30(06): 11-13.
- [2] 程林华, 颜志军. 一种车辆铰接装置选型设计[J]. 电力机车与城轨车辆, 2019, 42(03): 46-49.
- [3] 刘昕凯. Q6W 型低地板轻轨车悬浮铰接式车体连接装置[J]. 电力机车与城轨车辆, 2003, 26(02): 19-21.
- [4] 罗斌, 刘文松, 庄征宇. 低地板车车体转动铰接装置的研究[J]. 机车电传动, 2018(06): 93-96.
- [5] 王娟. 某工程车铰接装置优化设计[J]. 山西冶金, 2017(05): 31-33.