

动车组车辆转臂节点疲劳寿命评估^{*}宗仁莉¹ 侯茂锐^{2**}

(1. 铁科院(北京)工程咨询有限公司, 100081, 北京;

2. 中国铁道科学研究院集团有限公司铁道科学技术研究发展中心, 100081, 北京//第一作者, 工程师)

摘要 目的:动车组车辆在运行过程中,其转臂节点在机械振动和外部环境的影响下,容易产生机械损伤和疲劳失效,需要对动车组车辆转臂节点的疲劳寿命进行评估。方法:针对动车组转臂节点,开展3组载荷、共6个转臂节点的疲劳试验,获得了不同载荷条件下的转臂节点径向刚度变化率;以橡胶材料Ogden为本构模型,建立转臂节点疲劳寿命有限元模型,分析了载荷对转臂节点疲劳损伤和疲劳寿命的影响规律。结果及结论:疲劳试验结果表明:载荷增加到90 kN后,转臂节点径向刚度变化率快速增大;200万次疲劳试验后,转臂节点径向刚度变化率为25.3%,且达到失效限值,橡胶出现部分溶胶现象,但并未出现明显裂纹。仿真计算结果表明:转臂节点橡胶层疲劳损伤的最大位置位于受载侧两端;随着载荷幅值的增加,转臂节点疲劳损伤逐渐向端部扩散,最终汇聚至橡胶层两端内外表面,且转臂节点疲劳寿命逐步减小;载荷由27 kN增大至100 kN时,转臂节点疲劳寿命急剧下降,径向疲劳寿命由790万次降低至88万次,轴向疲劳寿命由948万次降低至133万次。仿真计算结果与试验结果的一致性较好,说明仿真模型准确且可靠。

关键词 轨道交通;动车组;车辆;转臂节点;疲劳寿命;评估

中图分类号 U270.331⁺.7

DOI:10.16037/j.1007-869x.2023.10.012

Fatigue Life Evaluation of EMU Vehicle Articulation Joints

ZONG Renli, HOU Maorui

Abstract Objective: During the operation of EMU vehicles, the articulation joints are susceptible to mechanical damage and fatigue failure under the influence of mechanical vibration and external environment. Therefore, it is necessary to assess the fatigue life of the articulation joints in EMU. Method: For the articulation joints of EMU, fatigue tests are conducted on three sets of loads, involving a total of six articulation joints. The radial stiffness variation rates of the articulation

joints under different load conditions are obtained. Taking the rubber material Ogden as the constitutive model, a finite element model for the fatigue life of the articulation joints is established, and the load impact on the fatigue damage and fatigue life of the articulation joints is analyzed. Result & Conclusion: The results of the fatigue tests show that the radial stiffness variation rate of the articulation joints increases rapidly when the load is increased to 90 kN. After 2 million fatigue tests, the radial stiffness variation rate of the articulation joints is 25.3%, reaching the failure limit. The rubber material exhibits partial soling phenomenon, but no obvious cracks appeared. Simulation calculation results indicate that the maximum fatigue damage in the rubber layer of the articulation joints is located at both ends of the loaded side. With increasing load amplitude, the fatigue damage in the articulation joints gradually spreads towards the end, ultimately converging on the inner and outer surfaces of the rubber layer, and the fatigue life of the articulation joints gradually decreases. As the load increases from 27 kN to 100 kN, the fatigue life of the articulation joints sharply decreases from 7.9 million cycles to 880,000 cycles, and the axial fatigue life decreases from 9.48 million cycles to 1.33 million cycles. The consistency between the simulation results and the experimental results is good, indicating the accuracy and reliability of the simulation model.

Key words rail transit; EMU; vehicle; articulation joint; fatigue life; evaluation

First-author's address Academy of Railway Sciences (Beijing) Engineering Consult Co., Ltd., 100081, Beijing, China

轨道交通车辆一系悬挂元件及部件由于受到来自轮轨间的剧烈振动冲击,在其服役运用过程中经常会出现振动疲劳失效问题^[1-4]。转臂节点作为一系悬挂元件的核心,对车辆的安全运行至关重

^{*} 中国国家铁路集团有限公司科技研究开发计划课题(J2019J005)

^{**} 通信作者

要。因此,研究转臂节点的疲劳寿命具有重要意义。

文献[5-6]利用有限元方法,计算动车组转臂节点的刚度变化,并对比分析基于 Mooney-Rivlin 与 Ogden 这 2 种橡胶本构模型的计算结果与试验结果。文献[7]采用 Ogden 橡胶本构模型,计算分析某转臂节点变刚度橡胶球铰的刚度,并结合 $S-N$ (应力-寿命)曲线预测橡胶球铰的疲劳寿命。文献[8]使用仿真软件计算的转臂节点疲劳寿命并不能代替疲劳试验,产品的疲劳寿命最终要通过疲劳试验来检验。文献[9]对 CHR2 型动车组服役运用 60 万 km 后的转臂节点进行拆解、检查,以及刚度的测试,并对其台架进行疲劳试验,得到了转臂节点刚度退化过程。文献[10]研究了试验频率和载荷幅值增大对转臂节点疲劳试验的影响。转臂节点疲劳寿命试验时间长,费用昂贵,因此,如何通过有效缩短疲劳试验时间来预测橡胶元件的疲劳寿命,对于缩短产品开发周期、节省资金有着重要意义。

本文选择某型动车组转臂节点,开展 3 组工况共 6 个转臂节点的疲劳试验,获得了不同载荷条件下转臂节点的刚度变化率。以橡胶材料 Ogden 为本构模型,建立了转臂节点疲劳寿命有限元仿真模型,分析了载荷对转臂节点损伤和疲劳寿命的影响规律,可为准确评估转臂节点疲劳寿命提供技术支持。

1 转臂节点疲劳试验

1.1 试验方案

转臂节点疲劳试验采用多通道疲劳试验装置,如图 1 所示。该试验装置主要包括龙门架、控制器、作动器及液压站等系统,可用来进行轨道交通车辆轴箱、空气弹簧、抗侧滚扭杆、牵引拉杆及橡胶堆的疲劳试验。由于转臂节点疲劳试验周期较长,为了缩减试验周期和试验成本,本文主要针对转臂节点径向疲劳开展疲劳试验。

TB/T 2843—2015《机车车辆用橡胶弹性元件通用技术条件》规定,转臂节点疲劳试验中,径向载荷为 27 kN,疲劳试验的频率一般为 2 ~ 5 Hz,进行 1 000 万次的疲劳试验,转臂节点静刚度小于 20%。为了加速转臂节点刚度变化,缩短试验时间,在标准载荷 27 kN 的基础上,将载荷增大至 40 kN 和 90 kN,共设置 3 个工况,每个工况设置 2 个转臂节点。试验工况见表 1。

在试验过程中,当载荷为 27 kN 和 40 kN 时,

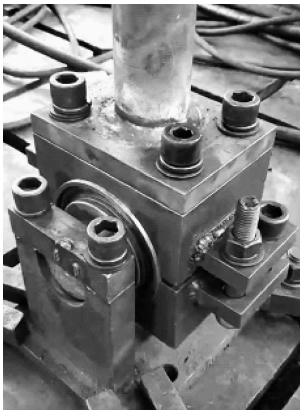


图 1 转臂节点疲劳试验装置

Fig. 1 Articulation joint fatigue test device

表 1 试验工况

Tab. 1 Test working conditions

工况	径向载荷/kN	频率/Hz	加载次数/万次
工况 1	27	2	200
工况 2	40	2	200
工况 3	90	2	200

200 万次加载试验结束后,测试转臂节点的径向刚度;当载荷为 90 kN 时,加载 100 万次后测试转臂节点的径向刚度,继续加载 100 万次后再次测试转臂节点的径向刚度。测试转臂节点径向刚度时,检查其橡胶的表面状态,并做好相应记录。

1.2 试验结果

完成 6 个转臂节点样本的疲劳试验,测试结果见表 2。

表 2 试验前后转臂节点径向刚度对比

Tab. 2 Radial stiffness comparison of articulation joints before and after tests

工况	编号	径向刚度/(kN/mm)		径向刚度变化率/%
		试验前	试验后	
工况 1	1	127.6	124.4	2.5
	2	106.6	104.8	1.6
工况 2	3	125.0	121.0	3.2
	4	100.9	96.7	4.2
工况 3	5	124.0	102.4	17.4
		124.0	92.6	25.3
	6	105.8	89.5	15.4
		105.8	80.8	23.6

由表 2 可以看出:当径向载荷为 27 kN 和 40 kN 时,转臂节点进行 200 万次疲劳试验后,其径向刚度变化较小,其中,载荷为 27 kN 对应的转臂节点

最大径向刚度变化率为 2.5%, 载荷为 40 kN 对应的转臂节点最大径向刚度变化率为 4.2%。当径向载荷增加到 90 kN 时, 转臂节点进行 100 万次疲劳试验后, 其径向刚度变化率最大可达 17.4%; 转臂节点完成 200 万次疲劳试验后, 其径向刚度最大变化率达到 25.3%, 径向刚度衰减较快。

综上, 在径向载荷为 27 kN 及 40 kN 的工况下, 200 万次疲劳试验后转臂节点外观未见明显变化; 由于转臂节点径向刚度较大(名义值为 120 kN/mm), 虽径向疲劳载荷高达 27 kN, 但由于其受载时径向变形较小, 对疲劳后产品性能的影响较小。当径向载荷增加到 90 kN, 完成 200 万次疲劳试验后, 检查转臂节点表面状态发现, 橡胶出现部分溶胶现象, 但并未出现明显裂纹。转臂节点疲劳试验后的外观状态如图 2 所示。



图2 转臂节点疲劳试验后的外观状态

Fig. 2 Appearance status of articulation joint after fatigue tests

2 转臂节点有限元分析

2.1 材料本构模型

转臂节点一般由芯轴、橡胶层和轴套等三部分组成。其中, 橡胶层可以提供不同的径向刚度, 以满足转向架一系定位的要求。

橡胶作为一种黏弹性材料, 不能简单地采用弹性模量和泊松比等物理量表征。描述橡胶材料力学性能的方法主要分为两类: 一类将橡胶考虑为连续介质, 另一类是基于热力学统计的方法。经过长期的理论与工程实践, Mooney-Rivlin 模型和 Ogden 模型这两类基于连续介质力学理论的现象学模型应用较广。Mooney-Rivlin 模型与 Ogden 模型在小变形条件下与单轴拉伸试验数据一致, 但在大变形条件下, Mooney-Rivlin 模型与试验结果存在较大偏差, Ogden 模型则吻合得较好。本文选取 Ogden 本构模型表征橡胶材料属性, 以建立精确的转臂节点有限元模型。

Ogden 模型以橡胶材料伸长率为自变量, 不仅

可以很好地表征橡胶材料的小变形问题, 对于橡胶材料的大变形问题也能取得良好的精度。其应变能 U 为:

$$U = \sum_{i=1}^N \frac{2\mu_i}{\alpha_i^2} (\lambda_{1,\alpha_i} + \lambda_{2,\alpha_i} + \lambda_{3,\alpha_i} - 3) + \sum_{i=1}^N \frac{1}{D_i} (J - 1)^{2i} \quad (1)$$

式中:

$\lambda_{1,\alpha_i}, \lambda_{2,\alpha_i}, \lambda_{3,\alpha_i}$ ——橡胶材料的伸长率;

i ——Ogden 模型阶数, 阶数越高, 模型的拟合精度越高, $i = 1, 2, \dots, N$;

J ——体积压缩比;

D_i ——材料是否可压缩;

α_i, μ_i ——材料系数。

2.2 转臂节点有限元模型的建立

进行有限元分析时, 在保证计算结果的前提下可对几何模型简化处理, 以减少计算时间, 提升分析效率。转臂节点几何结构左右对称, 建立有限元模型时可采用 1/2 结构, 并忽略细小的倒角及芯轴两端的螺纹孔等不影响分析结果的几何特征。

将几何模型进行网格划分, 并将划分好的网格模型导入有限元软件, 定义材料参数、网格类型、边界条件等。设置芯轴和轴套材料的泊松比为 0.3, 弹性模量为 206 GPa。Ogden 模型中的橡胶材料参数分别为: $\mu_1 = 1.33 \times 10^{-4}$, $\alpha_1 = 12.56$, $\mu_2 = 1$, $\alpha_2 = 1$ 。金属网格单元类型设置为八节点六面体线性缩减积分单元 C3D8R, 橡胶层网格单元类型设置为八节点六面体杂交单元 C3D8H。转臂节点有限元模型如图 3 所示。考虑转臂节点的实际承载情况, 对有限元模型分别施加径向和轴向载荷。沿 xOz 平面施加对称约束, 径向加载时约束芯轴两端的安装平面^[11]。

2.3 转臂节点疲劳寿命有限元模型

为进一步分析载荷对转臂节点服役性能的影响, 在有限元结构性能分析的基础上, 对转臂节点施加谐波载荷进行疲劳寿命分析, 探究其疲劳耐久性。与芯轴和轴套相比, 橡胶层更容易出现疲劳损伤。本研究着重关注橡胶层的疲劳寿命。

橡胶材料具有超弹性, 在外部载荷作用下通常会发生大变形, 这一点不同于金属材料, 不宜采用 von Mises 应力评估其疲劳性能。转臂节点承载情况复杂, 应采用主应力法结合橡胶材料 $S-N$ 曲线对疲劳寿命进行准确评估。转臂节点的受力状态可采用 3 个方向的主应力表示, 并以此作为疲劳寿命

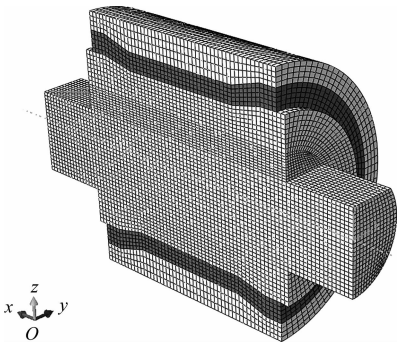


图 3 转臂节点有限元模型

Fig. 3 Finite element model of articulation joint

计算的损伤参量。已知：

$$\sigma_f = \sqrt{\sigma_1^2 + a_1 \sigma_2^2 + a_2 \sigma_3^2} \tag{2}$$

式中：

- σ_f ——3 个主应力的等效应力；
- σ_j ——3 个方向上的主应力, $j=1,2,3$;
- a_1, a_2 ——主应力系数(当 $\sigma_2, \sigma_3 > 0$ 时, $a_1 = a_2 = 1$; 当 $\sigma_3 \leq \sigma_2 \leq 0$ 时, $a_1 = a_2 = 0$)。

以转臂节点的等效应力作为疲劳损伤参量,其与疲劳寿命之间的关系为：

$$N_f = KP^d \tag{3}$$

式中：

- N_f ——转臂节点的疲劳寿命；
- P ——损伤参量；
- K 和 d ——材料参数,可由转臂节点疲劳试验结果得到。

根据疲劳载荷工况,对转臂节点有限元模型施加谐波载荷,提取主应力值,并结合金属和橡胶材料 $S-N$ 曲线^[12],计算转臂节点的径向疲劳寿命。

2.4 转臂节点疲劳寿命有限元结果分析

不同载荷下转臂节点的径向、轴向疲劳寿命结果分别见表 3 和表 4。

表 3 转臂节点的径向疲劳寿命

Tab. 3 Radial fatigue lifespan of articulation joint

径向载荷/kN	疲劳损伤/ 10^{-7}	疲劳寿命/万次
27	1.292 3	790
40	1.870 5	547
50	2.386 7	419
60	3.961 7	252
70	4.817 6	208
80	6.361 7	157
90	8.067 0	124
100	11.361 0	88

由表 3 可知:径向载荷由 27 kN 增大至 100 kN 的过程中,转臂节点的疲劳损伤逐渐增大,疲劳寿命急剧下降,由 790 万次降低至 88 万次。

表 4 转臂节点的轴向疲劳寿命

Tab. 4 Axial fatigue lifespan of articulation joint

径向载荷/kN	疲劳损伤/ 10^{-7}	疲劳寿命/万次
27	0.556 7	948
40	1.605 0	628
50	2.183 3	460
60	3.048 4	330
70	3.820 5	263
80	4.793 4	210
90	5.878 4	171
100	7.572 7	133

由表 4 可知:转臂节点的轴向疲劳损伤明显小于径向疲劳损伤,随着轴向载荷由 27 kN 增大至 100 kN,疲劳寿命由 948 万次降低至 133 万次。

图 4 为载荷为 27 kN 时的转臂节点疲劳寿命云图。其他载荷对应的转臂节点疲劳寿命分布特征与载荷为 27 kN 时类似。

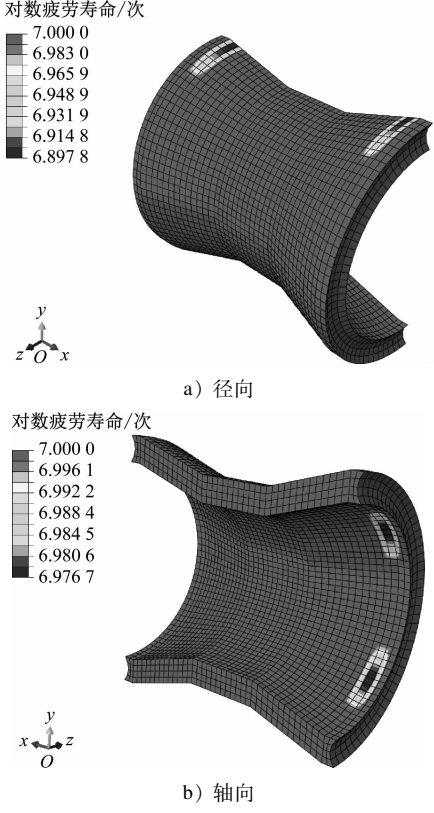


图 4 载荷为 27 kN 时的转臂节点疲劳寿命云图

Fig. 4 Nephogram of articulation joint fatigue lifespan when load is 27 kN

由图 4 可知:转臂节点径向和轴向疲劳损伤的最大位置位于受载侧两端。当载荷增大时,转臂节点的疲劳损伤逐渐向两端部扩散,最终汇聚至橡胶层两端内外表面,这与转臂节点结构性能分析中应力-应变分布趋势相近,且损伤值也逐渐扩大。图 4 中转臂节点疲劳损伤较大的部位与工程实际中转

臂节点出现疲劳破坏的部位相同,该结果验证了转臂节点在径向、轴向载荷作用下疲劳耐久性分析的正确性。

3 结语

1) 对 6 个转臂节点开展 3 组不同载荷条件下的疲劳寿命试验。当径向载荷为 27 kN 和 40 kN 时,转臂节点完成 200 万次疲劳试验后,其径向刚度变化较小,最大径向刚度变化率分别为 2.5% 和 4.2%,疲劳试验后转臂节点外观未见明显变化。当径向载荷增加到 90 kN 时,转臂节点完成 100 万次疲劳试验后,其径向刚度变化率达到 17.4%;转臂节点完成 200 万次疲劳试验后,其径向刚度变化率达到 25.3%,径向刚度衰减速率明显加快,达到失效限值。疲劳试验后转臂节点橡胶出现部分溶胶现象,但并未出现明显裂纹。

2) 转臂节点疲劳寿命仿真计算结果表明,转臂节点橡胶层疲劳损伤的最大位置位于受载侧两端。随着载荷幅值的增加,转臂节点疲劳损伤逐渐向两端部扩散,最终汇聚至橡胶层两端内外表面,这与转臂节点结构性能分析中应力-应变分布趋势相近,且损伤值也逐渐扩大。相应地,转臂节点疲劳寿命随着载荷的增加逐步减小,载荷由 27 kN 增大至 100 kN,转臂节点疲劳寿命急剧下降,径向疲劳寿命由 790 万次降低至 88 万次,轴向疲劳寿命由 948 万次降低至 133 万次。

参考文献

- [1] 崔利通, 杨集友, 曾一鸣, 等. 城际轨道交通动车组一系钢弹簧断裂故障问题研究[J]. 城市轨道交通研究, 2021, 24(2): 38.
- [2] CUI Litong, YANG Jiyong, ZENG Yiming, et al. Study on intercity rail transit EMU primary steel spring fracture problem[J]. Urban Mass Transit, 2021, 24(2): 38.
- [3] 胡洋, 黄涛. 重庆地铁 B 型列车轴箱弹簧下盖板紧固螺栓断裂原因分析[J]. 现代城市轨道交通, 2019(10): 16.
- [4] HU Yang, HUANG Tao. Analysis of fracture cause of fastening bolt for spring cover plate of axle box on Chongqing Metro B type train[J]. Modern Urban Transit, 2019(10): 16.
- [5] 金鑫. 机车车辆齿轮轴裂纹的传动系统振动特性分析[J]. 现代城市轨道交通, 2022(10): 22.
- [6] JIN Xin. Vibration characteristics analysis of locomotive transmission system with gear shaft cracks[J]. Modern Urban Transit, 2022(10): 22.
- [7] 张远维, 肖绯雄, 杨强, 等. 地铁车辆转向架天线梁模态与疲劳寿命分析[J]. 现代城市轨道交通, 2021(1): 53.
- [8] ZHANG Yuanwei, XIAO Feixiong, YANG Qiang, et al. Modal analysis and fatigue life analysis of antenna beam on metro vehicle bogie[J]. Modern Urban Transit, 2021(1): 53.
- [9] 卢翀, 戴贤春, 董博, 等. 轴箱定位节点有限元分析及试验研究[J]. 北京交通大学学报, 2018, 42(6): 91.
- [10] LU Chong, DAI Xianchun, DONG Bo, et al. Finite element analysis and test study of the axle box positioning joint[J]. Journal of Beijing Jiaotong University, 2018, 42(6): 91.
- [11] 侯茂锐, 李永华, 陈秉智, 等. 动车组转臂节点刚度特性及疲劳寿命研究[J]. 北京交通大学学报, 2022, 46(6): 161.
- [12] HOU Maorui, LI Yonghua, CHEN Bingzhi, et al. Research on stiffness and fatigue life of axle box rubber joint for EMU[J]. Journal of Beijing Jiaotong University, 2022, 46(6): 161.
- [13] 丁智平, 杨荣华, 黄友剑, 等. 变刚度橡胶球铰的刚度特性与疲劳寿命分析[J]. 振动与冲击, 2014, 33(2): 99.
- [14] DING Zhiping, YANG Ronghua, HUANG Youjian, et al. Analysis on the stiffness and fatigue life of variable stiffness rubber bushing[J]. Journal of Vibration and Shock, 2014, 33(2): 99.
- [15] 王进, 左国兵. 疲劳试验在橡胶减振制品寿命预测中的应用[J]. 铁道车辆, 2005, 43(7): 7.
- [16] WANG Jin, ZUO Guobing. Application of the fatigue test in the prediction of the service lives of rubber damping products[J]. Rolling Stock, 2005, 43(7): 7.
- [17] 董博. 高速动车组轴箱转臂定位节点刚度演变及安全性能分析[J]. 铁道运输与经济, 2018, 40(9): 110.
- [18] DONG Bo. A safety performance analysis and stiffness evolution of axle box arm positioning node of high-speed EMU[J]. Railway Transport and Economy, 2018, 40(9): 110.
- [19] 孙大刚, 诸文农, 王永彬, 等. 橡胶减振器疲劳试验程序载荷谱的编制[J]. 筑路机械与施工机械化, 1997, 14(2): 11.
- [20] SUN Dagang, ZHU Wennong, WANG Yongbin, et al. Fatigue test program drawing up for load spectrum of rubber damper[J]. Road Machinery & Construction Mechanization, 1997, 14(2): 11.
- [21] 蒋仲三, 张玉祥, 罗俊, 等. 轨道车辆橡胶弹簧压缩高受环境温度影响分析及预测方法研究[J]. 现代城市轨道交通, 2019(12): 91.
- [22] JIANG Zhongsan, ZHANG Yuxiang, LUO Jun, et al. Study on impact of ambient temperature on compression height of rubber spring of rail vehicles and prediction method[J]. Modern Urban Transit, 2019(12): 91.
- [23] 刘建勋, 黄友剑, 刘柏兵, 等. 一种橡胶弹性元件疲劳寿命预测方法的研究[J]. 电力机车与城轨车辆, 2011, 34(3): 12.
- [24] LIU Jianxun, HUANG Youjian, LIU Baibin, et al. Research on fatigue life prediction method of rubber components[J]. Electric Locomotives & Mass Transit Vehicles, 2011, 34(3): 12.

(收稿日期:2023-03-15)