

文章编号:1002-7602(2003)07-0037-02

CW—2B型转向架轴箱转臂弹性节点失效的原因分析及对策

谭琳, 何益文, 辛平

(广深铁路股份公司 广深机辆事业部, 广东 广州 510650)

中图分类号:U270.331

文献标识码:B

广深铁路股份公司广深机辆事业部自2001年10月开始采用装有CW—2B型转向架的客车担当岳阳—深圳间的运营任务,1年来,该批车辆共发生了14起轴箱弹簧折断故障,经分析是由于其轴箱转臂弹性节点严重失效引起,这对行车安全造成了不良隐患,严重影响了旅客列车的运行品质。

1 调查统计

笔者针对广深机辆事业部库检车间2001年10月—2002年10月间发现的CW—2B型转向架轴箱弹簧折断、横向控制杆安全吊断裂及其转臂弹性节点状态情况进行了调查统计,结果见表1。

表1 CW—2B型转向架轴箱弹簧折断、横向控制杆安全吊断裂及转臂弹性节点状态统计

时间	轴箱弹簧折断数/根	横向控制杆安全吊断裂数/根	相应转臂弹性节点状态
2002-04	1	2	严重抗磨
2005-05	1	1	严重抗磨
2002-07	1	2	严重抗磨
2002-08	4	3	严重抗磨
2002-09	3	7	严重抗磨
2002-10	4	4	严重抗磨
合计	14	17	

注:2001年10月—2002年3月间未出现轴箱弹簧折断与安全吊断裂故障。

2002年9月中下旬,对库检车间配属的装有CW—2B型转向架车辆的所有转臂弹性节点情况进行了检查统计,其结果见表2。

表2 2002年9月对CW—2B型转向架轴箱转臂弹性节点的检查情况统计

时间	配属车辆数/辆	节点总位数	轴箱转臂弹性节点的状态					换轮担数/担	
			正常位数	占百分比/%	一般严重位数	占百分比/%	很严重位数		占百分比/%
2002-09-23	42	336	63	18	217	65	56	17	19

注:表中的一般严重是指节点橡胶严重裂损;很严重是指严重抗磨。

从表1和表2中可以看出,CW—2B型转向架的轴箱转臂弹性节点故障率达82%。而CW—2B型转向架转臂式轴箱的定位设计是使垂直载荷在轴箱弹簧和弹性节点之间分配,其分配比为2:1,如果弹性节点失效,必然要使轴箱弹簧承受过大的剪切应力,从而产生轴箱弹簧断裂现象。

2 原因分析

2.1 转臂弹性节点中的橡胶件质量或组装工艺不过关

CW—2B型转向架是靠转臂式轴箱定位和横向控制杆共同起轴箱定位作用的,其轴箱的一侧通过转臂橡胶弹性节点与构架相连,另一侧与横向控制杆相连。轴箱的定位装置是由转臂弹性节点中的橡胶和横向控制杆的球形橡胶套来实现所需的横向与纵向的定位刚度。因此,其橡胶件的质量和组装工艺是非常关键的。如果橡胶的胶料、硫化粘接工艺及高低温性能不合格,或者在分解或组装时未满足橡胶节点的要求,就会导致弹性节点的失效。从现场故障的情况看,转臂弹性节点中的转轴橡胶层出现老化、熔化甚至熔光,造成了转轴与销套刚性抗磨甚至窜出。因此,其橡胶件的质量是引起弹性节点失效的主要原因。

2.2 运用检修不到位

因为轴箱转臂弹性节点的位置比较隐蔽,被压板

收稿日期:2002-12-13

作者简介:谭琳(1970-),女,工程师。

挡住。在日常检修时如果不用反光镜检查,或将压板拆下,根本无法了解节点的实际状况,这是日常检修的盲区。若长期忽视的话,后果不堪设想。

2.3 定期检修不到位

在定检的规章中没有要求专门检查和更换该部位的特别要求,是相对薄弱的环节。

3 预防措施

(1) 生产厂家应注意:①针对提速后轴箱弹簧、安全吊折断频繁和转臂弹性节点失效严重的现象,在生产时应采用高性能且符合要求的橡胶制作节点,达到提高其耐老化、耐高温、抗疲劳的目的。此外,还应确保其生产质量。②在组装弹性转臂关节时,应提高组装工艺,达到组装标准,并且应完善转臂弹性节点的各项试验。

(2) 定期检修时应注意:①在定检时应加强对该节点的检查,如在做A1级修时,原检修规程中未要求将此部位进行拆压板检查,现建议在做此修程时,必须

拆下压板进行全面检查,不符合要求的及时处理;②建议在做A2级、A3级修时,检修单位必须对此部位进行特别检查,凡不符合要求的,必须更换处理;③建议在做A4级修时,必须全面更换此节点,以确保列车运用安全。

(3) 运用检修时应注意:①运用检修过程中若发现轴箱弹簧折断、轴箱油压减振器漏油、安全吊折断、车轮轮缘垂直磨耗过大或发展趋势过快等现象时,应拆下该车的所有节点压板检查其状态,不符合要求的应立即甩车进行更换处理;②在日常维护时应加强对弹性节点的检查,每个月定期拆下全部车的压板,全面检查一次,并做好台帐记录和分析;③在列车运用途中,车辆乘务员应加强车辆巡视检查,发现有车辆异常跳动或车体振动过大时,做好记录,并预报前方站检或列检所进行检查,入库后与库检人员一起对该车的全部转臂压板进行仔细检查,发现有不符合要求的应及时处理。

(编辑:田玉坤)

(上接第12页)

4 车体静强度试验

该车于2002年5月5日—8日在四方车辆研究所进行了车体静强度试验。根据该车的产品特点,确定了几种组合工况。

第一工况合成应力为:

$$\sigma_1 = \sigma_{c1}(1+k_{dy}) + \sigma_{y1} \text{ (或 } \sigma_{yy}) \quad (1)$$

$$\text{或 } \sigma_1 = \sigma_{c1} + \sigma_{ny} \quad (2)$$

式中: σ_{c1} ——垂向静载荷;

σ_{y1} ——第一工况1125 kN拉伸力作用下的应力;

σ_{yy} ——第一工况1400 kN压缩力作用下的应力;

σ_{ny} ——0.35 MPa内压载荷作用下的应力;

k_{dy} ——垂向动荷系数。

第二工况合成应力为:

$$\sigma_1 = \sigma_{ey} + \sigma_{c1} \quad (3)$$

式中: σ_{ey} ——第二工况2500 kN拉伸力作用下的应力。

顶车工况合成应力为:

$$\sigma = \sigma_{dc} + \sigma_{c1} \quad (4)$$

式中: σ_{dc} ——顶车应力。

试验结果表明,第一工况下,牵枕处最大合成应力为132.0 MPa,发生在枕梁前后从板座后的牵引梁腹

板处,小于其材料的许用应力值。筒体最大应力为188.2 MPa,发生在筒体下部靠近牵枕端部,大于其材料的许用应力值,但超过许用应力1.7%,在5%测量误差允许范围内,其对称位置应力值为179.9 MPa。第二工况下,牵枕处最大合成应力为201.9 MPa,发生在枕梁前后从板座后的牵引梁腹板处,小于其材料的许用应力值。筒体最大应力为188.1 MPa,发生在筒体下部靠近牵枕端部,小于其材料的许用应力值,顶车载荷作用时,最大应力为123.5 MPa,发生在顶车位,小于材料的屈服极限,其余各点的应力都很小,并且顶车时,顶车部位周围没有发生永久变形。

5 结论

计算结果与试验结果都表明,取消传统的流化床结构后,该车车体强度仍符合TB/T1335—1996《铁道车辆强度设计及试验鉴定规范》要求,其结构合理,能满足使用要求。

参考文献:

- [1] 严隽彗. 车辆工程[M]. 北京:中国铁道出版社,1999.
- [2] 吴鸿庆,任 侠. 结构有限元分析[M]. 北京:中国铁道出版社,2000.
- [3] 四方车辆研究所. GF₄型氧化铝粉罐车车体静强度试验报告[R]. 2002.

(编辑:李 萍)