

# 高速铁路动车组垂向减振器安装螺栓松脱 原因分析及解决措施

韩光旭 范 军 刘 昊 付媛媛

(中车长春轨道客车股份有限公司国家轨道客车工程研究中心, 130062, 长春)

**摘 要** [目的]我国某型高速铁路动车组运行途中二系垂向减振器下端橡胶节点(以下简称“下端节点”)安装螺栓发生松脱,需查明螺栓松脱的原因,并找到解决问题的相关措施。[方法]简述了减振器的结构组成。针对导致螺栓松脱的3个可能原因,对减振器的设计结构进行校核及生产过程检查,发现减振器下端节点的扭转刚度超过运用最大允许值,反向校核得到计算工况下的螺栓松动条件。按动车组实际运用条件进行了台架试验及线路试验,以验证并确定螺栓松动的具体原因。基于螺栓松动的原因,提出了3个相应的解决措施,并通过台架试验验证了所提措施的有效性。[结果及结论]减振器安装螺栓发生松脱,其原因是受到紧固力矩降低、接触面摩擦因数减小、下端节点扭转刚度增大等不利条件的综合作用。优化装配膏涂抹工艺、降低下端节点的扭转刚度、提高紧固力矩的标称值,能够有效防止螺栓发生松脱。

**关键词** 高速铁路动车组;垂向减振器;螺栓松脱;预紧力;紧固力矩;扭转刚度

**中图分类号** U270.34

**DOI:**10.16037/j.1007-869x.2025.02.004

the maximum permissible value during operation. Reverse verification reveals the conditions triggering bolt loosening under calculation working conditions. Bench tests and field trials under actual EMU operating conditions are conducted to verify and identify the specific causes of bolt loosening. Based on the identified causes, three corresponding solutions are proposed and their effectiveness are verified through bench tests. [Result & Conclusion] The loosening of the damper mounting bolts is attributed to a combined effects of the adverse conditions including reduced tightening torque, decreased friction coefficient of the contact surface, and increased torsional stiffness of the lower joint. Optimizing the application process of assembly paste, reducing the torsional stiffness of the lower joint, and increasing the nominal tightening torque can effectively prevent bolt loosening.

**Key words** high-speed railway EMU; vertical damper; bolt loosening; pre-tightening force; tightening torque; torsional stiffness

## Cause Analysis and Solution for Vertical Damper Mounting Bolt Loosening in High-Speed Railway EMU

HAN Guangxu, FAN Jun, LIU Hao, FU Yuanyuan  
(National Engineering Research Center of Railway Vehicles,  
CRRC Changchun Railway Vehicles Co., Ltd., 130062,  
Changchun, China)

**Abstract** [Objective] During the operation of a certain type of high-speed EMU (electric multiple units) in China, the mounting bolts at lower rubber joint of the secondary vertical damper (hereinafter referred to as the 'lower joint') experience loosening. It is necessary to identify the cause of the bolt loosening and propose effective solutions. [Method] The structural composition of the damper is briefly described. To address three potential causes of bolt loosening, the damper design structure is checked and the production process is inspected. It is found that the torsional stiffness of the lower joints exceeds

## 1 问题提出

螺栓连接结构简单,同时便于拆卸、维护,在各类机械结构包括高速铁路动车组(以下简称“动车组”)上均被广泛采用。机械结构运转时,螺栓不可避免地需要承受各种载荷,有时会因预紧力降低造成松动,进而使被连接结构失效。

文献[1]从螺栓连接结构载荷分析、松动有限元分析及松动试验等几个方面,研究了螺栓连接结构松动机理,主要对横向振动下的螺栓结构松动进行了多阶段、全过程的有限元分析。文献[2]通过理论计算及试验,研究了初始预紧力松弛对单螺栓预紧精度的影响,重点研究了初始预紧力松弛形成机理,以及初始预紧力松弛对螺栓工艺性能的影响。文献[3]通过试验手段,研究了轴向振动对螺栓连接结构的疲劳影响,获取了螺栓夹紧力的时变曲线,对试验后的螺栓接触表面进行损伤分析,确

定了螺纹接触面之间的损伤机制。文献[4]通过有限元方法,研究了地铁车辆轴箱弹簧系统在运用过程中下盖螺栓断裂的机理。

目前,大多数螺栓松动问题均基于理论模型开展研究,而对实际结构特别是动车组曾发生的螺栓松动问题的系统研究较少。随着我国高速铁路事业的不断发展,目前动车组的保有量已超过4 000标准组(即由8节车厢组成的1列短编组列车),动车组采用螺栓连接结构的可靠性及螺栓松脱导致的故障需要引起重视。

我国某型动车组在运用过程中减振器下端从转向架构架安装座中脱开、伸长,导致转向架的减振功能失效。同时,脱开的减振器随动车组运用自由摆动,给行车安全带来了重大隐患。图1为该型动车组减振器安装螺栓松脱故障照片。经检查,确认减振器脱开的直接原因为安装螺栓松脱后丢失。



图1 减振器安装螺栓松脱故障照片

Fig. 1 Photo of damper mounting bolt loosening fault

减振器对提高动车组高速行驶时的运行品质有至关重要的影响。螺栓松动、失效后,直接导致被紧固的减振器功能失效,进而影响旅客的乘坐舒适性,并危及列车行车安全。因此,必须找出减振器安装螺栓失效的原因,并提出合理的解决措施,以避免此类故障再次发生。本文基于螺栓松脱位置的实际结构,主要从计算分析及试验结果2个方面展开研究。

## 2 减振器结构简介

该型动车组每台转向架均安装有2个二系垂向减振器,图2为减振器的安装位置示意图。图2中展示了减振器一侧的结构示意图,对侧结构跟本侧相同。其中,减振器上端橡胶节点(以下简称“上端节点”)通过2个8.8级M16螺栓与枕梁安装座连接,减振器下端橡胶节点(以下简称“下端节点”)通

过1个8.8级M12螺栓与转向架构架安装座连接。

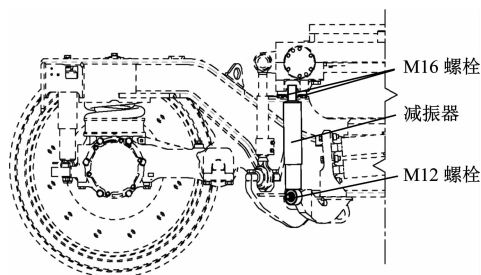


图2 减振器安装位置示意图

Fig. 2 Diagram of damper mounting position

二系垂向减振器下端安装接口主要由5个部分组成,如图3所示。为便于分析,将螺栓与垫圈的接触面命名为接触面1,垫圈与下端节点的接触面命名为接触面2,下端节点与空心销轴的接触面命名为接触面3,螺栓螺纹与构架安装座螺纹的接触面命名为接触面4。

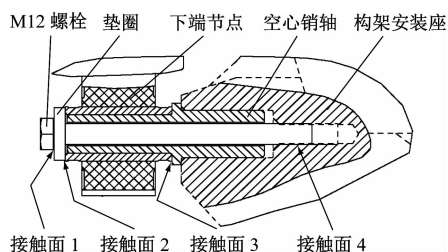


图3 减振器安装接口组成结构示意图

Fig. 3 Diagram of damper mounting interface composition structure

二系垂向减振器安装步骤为:①空心销轴与构架安装座通过过盈完成装配;②下端节点与空心销轴通过小间隙完成装配(装配时配合面须涂抹装配膏);③安装垫圈,并用M12螺栓进行紧固,螺栓穿过空心销轴、螺纹拧入构架安装座内。

## 3 螺栓松脱原因分析

影响螺栓松脱的可能原因主要有3个方面:设计结构缺陷、生产制造过程不合规、零部件产品质量缺陷。抽取该批次螺栓、垫片进行理化检验,检验结果合格。对随机抽取的构架安装座进行通止规检查,检查结果合格。因此,该批次螺栓松脱,并非螺栓、垫片、螺纹的质量问题所致。

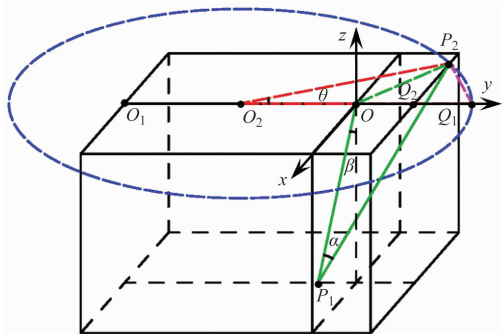
### 3.1 设计结构校核

由图3的减振器安装接口可知,由于空心销轴与构架安装座过盈配合,螺栓贯穿空心销轴,且与空心销轴之间存在间隙,因此,减振器的轴向力几

乎全部由空心销轴承担,螺栓本身基本不承受剪切作用力。由于下端节点可绕空心销轴旋转,因此,影响螺栓松动的关键因素主要为下端节点承受的扭转载荷。扭转载荷的大小与下端节点扭转角度、扭转刚度密切相关。

### 3.1.1 下端节点扭转角度的求解过程

简化减振器安装接口的空间几何关系,下端节点扭转角度 $\alpha$ 的校核示意图如图4所示。当列车保持静态或直线行驶时,车体与转向架间无相对运动,车体和转向架的回转中心位于点 $O_1$ ,上端节点位于点 $O$ ,下端节点位于点 $P_1$ 。当列车通过曲线时,车体与转向架之间会产生相对横移和相对转动。横移时,回转中心由 $O_1$ 移至新的回转中心 $O_2$ ,上端节点由点 $O$ 移至 $Q_1$ ,设此时的横移量为 $d_1$ ( $d_1$ 为 $O_1$ 、 $O_2$ 的间距,其值等于 $O$ 、 $Q_1$ 的间距);转动时,车体和转向架绕新的回转中心 $O_2$ 转动,设相对转角为 $\theta$ ,此时上端节点由点 $Q_1$ 移至 $P_2$ ,此过程中减振器将伸长,由静态安装长度 $l_1$ ( $l_1$ 为 $O$ 、 $P_1$ 的间距)伸长至 $l_2$ ( $l_2$ 为 $P_1$ 、 $P_2$ 的间距),并绕下端节点 $P_1$ 转动,该转角即为下端节点的扭转角度 $\alpha$ 。显然,当转向架与车体之间出现最大横移量 $d_{1,\max}$ (即 $d_1 = d_{1,\max}$ ),且 $\theta$ 等于车体和转向架间最大相对转角 $\theta_{\max}$ 时,下端节点达到最大极限扭转角度 $\alpha_{\max}$ 。



注: $\beta$ 为减振器与车体的纵平面夹角, $\beta = 2^\circ$ ;  $Q_2$ 为 $P_2$ 在 $y$ 轴的投影。

图4 下端节点扭转角度 $\alpha$ 校核示意图

Fig. 4 Diagram of lower joint torsional angle  $\alpha$  check

以 $O$ 为坐标原点建立坐标系,设 $l_3$ 为 $O$ 、 $P_2$ 的间距,根据余弦定理,可得 $\alpha_{\max}$ 的计算式为:

$$\alpha_{\max} = \arccos \frac{l_1^2 + l_2^2 - l_3^2}{2l_1l_2} \quad (1)$$

式(1)中, $l_1 = 456$  mm,  $l_2$ 及 $l_3$ 在已知点 $P_1$ 、 $P_2$ 坐标确定时可直接用两点距离公式求出。

设 $d_2$ 为上端节点与回转中心的距离( $d_2$ 为 $O_1$ 、

$O$ 的间距,其值等于 $O_2$ 、 $Q_1$ 的间距和 $O_2$ 、 $P_2$ 的间距),  $d_2 = 1\,398.5$  mm。由于 $d_{1,\max} = 40$  mm,可根据图4所示的几何关系,将点 $P_1$ 、 $P_2$ 的坐标分别表示为 $P_1(0, -l_1 \sin \beta, -l_1 \cos \beta)$ ,  $P_2(-d_2 \sin \theta_{\max}, d_2 \cos \theta_{\max} - (d_2 - d_{1,\max}), 0)$ 。计算得到 $P_1$ 、 $P_2$ 的坐标值分别为 $(0, -15.9, -455.7)$ 、 $(-78.1, 37.8, 0)$ ,各坐标值的单位均为mm。

$\theta_{\max}$ 的计算式为:

$$\theta_{\max} = \arctan \frac{e}{l} + \arctan \frac{S}{2R_{\text{qx}}} \quad (2)$$

式中:

$e$ ——曲线外轮轨间的游隙;

$l$ ——转向架的固定轴距;

$S$ ——车辆定距;

$R_{\text{qx}}$ ——线路最小曲线半径。

$e = 18$  mm,  $l = 2\,500$  mm,  $S = 17\,315$  mm,  $R_{\text{qx}} = 180$  m,按照式(1)、式(2),计算可得 $\alpha_{\max} = 11^\circ$ ,  $\theta_{\max} = 3.2^\circ$ 。

### 3.1.2 螺栓松动风险计算校核

设 $C$ 为下端节点的扭转刚度。下端节点承受的极限扭转力矩 $M_{\text{ST}}$ 的计算式为:

$$M_{\text{ST}} = \alpha_{\max} C \quad (3)$$

式(3)中, $C$ 的设计标称值 $C_{\text{sj}}$ 为 $5.1$  Nm/(°),要求制造偏差不超过 $+30\%$ ,因此 $C$ 的设计许用范围为 $5.1 \sim 6.6$  Nm/(°)。计算时, $C$ 取设计最大值 $C_{\text{sj,max}} = 6.6$  Nm/(°)。由于 $\alpha_{\max} = 11^\circ$ ,进而可计算得到 $M_{\text{ST}} = 72.6$  Nm。

根据德国工程师协会发布的VDI 2230:2015《高应力螺栓连接系统计算》标准,螺栓预紧力 $F_M$ 的计算式为:

$$F_M = \frac{M}{(0.16d_{\text{ls}} + 0.58D_{\text{ls,m}}\mu_4 + D_{\text{km}}\mu_1/2)} \quad (4)$$

式中:

$M$ ——螺栓紧固力矩;

$d_{\text{ls}}$ ——螺距;

$D_{\text{ls,m}}$ ——螺栓中径;

$\mu_n$ ——接触面 $n$ 的摩擦因数( $n = 1, 2, 3, 4$ );

$D_{\text{km}}$ ——承载区域摩擦力矩的有效直径。

设接触面 $n$ 的摩擦力矩为 $M_n$ 。接触面4(螺纹处)摩擦力矩 $M_4$ 的计算式为:

$$M_4 = 0.58D_{\text{ls,m}}\mu_4 F_M \quad (5)$$

式(4)、(5)中, $M$ 取设计的标称值, $M = M_A =$

68 Nm,  $d_{ls} = 1.75$  mm,  $D_{ls,m} = 10.86$  mm,  $\mu_4 = 0.15$ ,  $\mu_1 = 0.20$ ,  $D_{km} = 15.24$  mm, 计算可得  $F_M = 24.74$  kN,  $M_4 = 23.38$  Nm。

当  $n = 1, 2, 3$  时, 根据环形力矩公式,  $M_n$  的计算式为:

$$M_n = \frac{2\mu_n F_M (R_n^2 + R_n r_n + r_n^2)}{3(R_n + r_n)} \quad (6)$$

式中:

$R_n$ ——第  $n$  个接触面的垫圈外径;

$r_n$ ——第  $n$  个接触面的垫圈内径。

式(6)中,  $\mu_1 = 0.20$ ;  $\mu_2 = 0.20$ ;  $\mu_3 = 0.15$ ;  $R_1 = 8.24$  mm;  $R_2 = 14.50$  mm;  $R_3 = 15.50$  mm;  $r_1 = 7$  mm;  $r_2 = 12$  mm;  $r_3 = 12$  mm。可得  $M_n$  的结果分别为:  $M_1 = 37.77$  Nm,  $M_2 = 65.76$  Nm,  $M_3 = 51.30$  Nm。

如果下端节点绕空心销轴扭转滑动, 则在接触面2或接触面3中, 摩擦力矩最小的接触面将首先滑动, 又因接触面1、接触面2及接触面4之间有力矩传递, 所以螺栓松动的判据为: 将  $M_1$ 、 $M_2$  及  $M_4$  三者的最小值与  $M_3$  相加, 二者之和若小于  $M_{ST}$ , 则判定螺栓有发生松动的安全风险。否则, 螺栓无松动风险。

由以上计算可知,  $M_1$ 、 $M_2$  及  $M_4$  的最小值为  $M_4$ , 根据计算结果可得  $M_4 + M_3 > M_{ST}$ , 由此可认为在  $M_A = 68$  Nm 下, 螺栓无松动风险。

### 3.2 生产制造过程检查

转向架生产时,  $M$  存在按照负公差施加的情况。此外, 在列车运用过程中,  $M$  也会存在一定的衰减现象。这2个因素均会导致  $M$  降低。图5为减振器与转向架进行装配时的施工实物图。为便于减振器与空心销轴组装, 需要在空心销轴表面涂抹装配膏。在减振器从外侧逐步推靠至空心销轴内侧的过程中, 装配膏被挤压在接触面3处, 导致  $\mu_3$  减小。

选取已发生螺栓松脱问题的减振器下端节点(表1中的节点序号1), 以及部分已达到三级修修程但暂未发生松脱问题的下端节点(表1中的节点序号2—节点序号12), 测量这12个节点的扭转刚度。各节点实测扭转刚度  $C_{sc}$  如表1所示。由表1可知: 各节点实测的  $C_{sc}$  均大于  $C_{sj,max}$  (6.6 Nm/(°)), 这表明减振器可能存在制造质量不合格或橡胶持续老化问题。

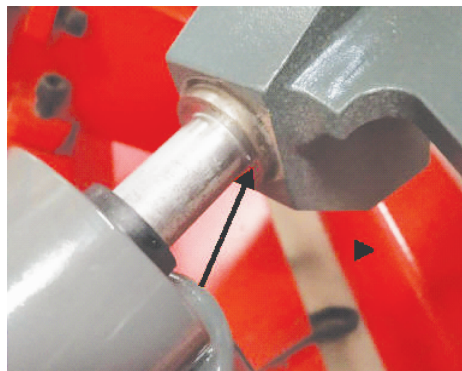


图5 减振器与转向架装配时的施工照片

Fig. 5 Photo of damper and bogie being assembled during construction

表1 已松脱及暂未松脱减振器下端节点扭转刚度实测情况

Tab. 1 Field-measured results of the torsional stiffness of the loosened and temporarily not jet loosened damper lower joints

节点序号	$C_{sc}/(\text{Nm}/(^{\circ}))$	节点序号	$C_{sc}/(\text{Nm}/(^{\circ}))$
1	8.31	7	8.33
2	9.70	8	7.33
3	8.46	9	8.06
4	8.23	10	8.56
5	8.50	11	6.96
6	8.26	12	7.66

基于螺栓紧固力矩  $M$  降低、摩擦因数  $\mu_3$  减小及下端节点扭转刚度  $C$  增大这3种情况, 按式(3)一式(6)反向校核, 设计算工况为工况1, 得出3个计算子工况(工况1-1、工况1-2、工况1-3)下的螺栓松动条件, 如表2所示。

表2 3个计算工况下的螺栓松动条件

Tab. 2 Bolt loosening conditions under 3 calculated working conditions

工况	不发生变化的参数	发生变化的参数	螺栓松动条件
工况1-1	$\alpha_{max}$ 、 $C$ 、 $\mu_4$ 、 $\mu_1$ 、 $\mu_2$ 、 $\mu_3$	$M$	$M \leq 66.40$ Nm
工况1-2	$\alpha_{max}$ 、 $C$ 、 $\mu_4$ 、 $\mu_1$ 、 $\mu_2$ 、 $M$	$\mu_3$	$\mu_3 \leq 0.14$
工况1-3	$\alpha_{max}$ 、 $M$ 、 $\mu_4$ 、 $\mu_1$ 、 $\mu_2$ 、 $\mu_3$	$C$	$C \geq 6.79$ Nm/(°)

## 4 螺栓松动原因的试验验证

### 4.1 台架试验

为验证  $M$ 、 $\mu_3$  及  $C$  对减振器螺栓紧固效果的影响, 设置台架试验。

#### 4.1.1 台架试验工况(工况 2)

图 6 为台架试验现场实物图。试验时,将装有二系垂向减振器的转向架固定在试验台上,首先使枕梁处在最大横移位置,然后在枕梁上安装作动器,使枕梁往复动作,实现扭转运动,进而模拟实车二系垂向减振器下端节点的扭转状态。最后,在下端节点处用测力螺栓替换原 8.8 级 M12 普通螺栓,用于检测试验过程中螺栓预紧力的损失情况。当螺栓出现明显松动或测力螺栓数值趋于稳定时,试验停止。

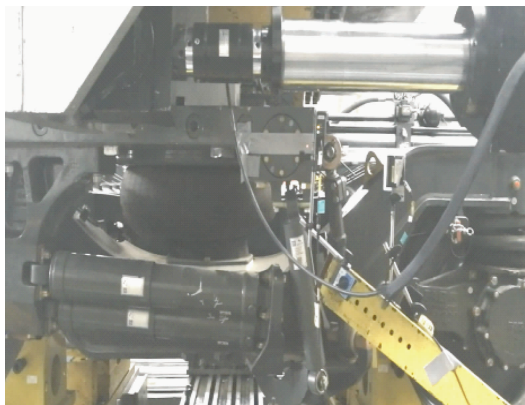


图 6 台架试验现场照片

Fig. 6 Photo of bench test site

选取 6 个试验组合工况(工况 2-1—工况 2-6),各工况的主要参数取值如表 3 所示。其中: $M$  按标称值  $M_A$  (68 Nm) 及  $M_A$  衰减至 90% 后的  $M_B$  (61 Nm) 取值; $\mu_3$  按是否涂抹装配膏考虑;挑选下端节点时,选取了扭转刚度达到设计上限的新节点( $C_{sj,max} = 6.6 \text{ Nm}/(^{\circ})$ ),以及已进入三级修的旧节点(扭转刚度实测最大值  $C_{sc,max} = 9.7 \text{ Nm}/(^{\circ})$ ) 两类节点。试验同时还考虑了  $\alpha$  和  $\theta$  这 2 个参数的极限状态、一般运行状态。

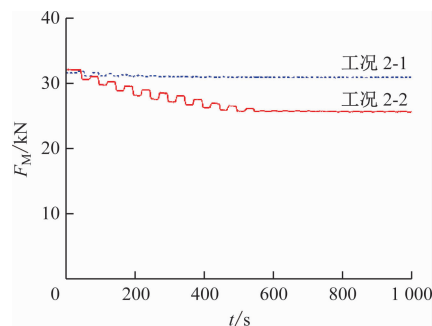
表 3 6 个试验组合工况的主要参数取值

Tab.3 Main parameter values of 6 test combination working conditions

工况	$M/$ (Nm)	接触面 3 是否 涂抹装配膏	$C/$ (Nm/( $^{\circ}$ ))	$\theta/(^{\circ})$	$\alpha/(^{\circ})$
工况 2-1	68	不涂膏	6.6	2.5	9
工况 2-2	68	不涂膏	6.6	3.2	11
工况 2-3	61	不涂膏	6.6	3.2	11
工况 2-4	68	涂膏	6.6	2.5	9
工况 2-5	68	涂膏	6.6	3.2	11
工况 2-6	68	不涂膏	9.7	3.2	11

#### 4.1.2 台架试验结果

首先对减振器原始结构设计参数进行合理性检验(即表 3 中的工况 2-1、工况 2-2),其结果如图 7 所示。原始结构设计的参数情况主要包括:① $M_A = 68 \text{ Nm}$ ;②接触面 3 未沾染装配膏,且下端节点满足  $C_{sj,max} = 6.6 \text{ Nm}/(^{\circ})$ 。测试下端节点在  $\alpha_{max} = 11^{\circ}$  (极限状态)、 $\alpha = 9^{\circ}$  (一般运用状态) 2 种扭转状态下  $F_M$  的变化情况。由图 7 可知:工况 2-1 下,  $F_M$  几乎不发生衰减;工况 2-2 下,  $F_M$  有一定程度衰减,但最终趋于稳定,螺栓未发生松动。



注:  $t$ —试验时间。

图 7 减振器原始结构设计参数合理性检验

Fig. 7 Rationality check of damper original structural design parameters

在  $\alpha_{max} = 11^{\circ}$  极限扭转工况下,按照接触面 3 未沾染装配膏且下端节点  $C_{sj,max} = 6.6 \text{ Nm}/(^{\circ})$  的要求,测试了  $M_A = 68 \text{ Nm}$  衰减至  $M_B = 61 \text{ Nm}$  后  $F_M$  的变化情况(即表 3 中的工况 2-3),得到工况 2-3 下  $M$  对  $F_M$  的影响,如图 8 所示。由图 8 可知:与  $M_A = 68 \text{ Nm}$  的  $F_M$  相比,  $M_B = 61 \text{ Nm}$  下  $F_M$  明显降低,最终导致螺栓发生松动。

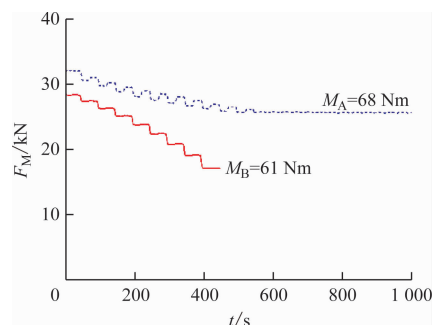


图 8 工况 2-3 下  $M$  对  $F_M$  的影响

Fig. 8 Effect of  $M$  on  $F_M$  under working condition 2-3

对于满足  $C_{sj,max} = 6.6 \text{ Nm}/(^{\circ})$  的下端节点,降低  $\mu_3$  (即在接触面 3 涂抹装配膏),测试 2 种扭转工况( $\alpha = 9^{\circ}$ 、 $\alpha_{max} = 11^{\circ}$ ) 下  $F_M$  的变化情况(即表 3 中

的工况 2-4、工况 2-5), 得到工况 2-4、工况 2-5 下  $F_M$  的变化情况, 如图 9 所示。由图 9 可知: 降低  $\mu_3$  后施加  $M_A$ , 无法保证螺栓安装牢固; 即使在  $\alpha = 9^\circ$  工况下, 螺栓也会发生松动。

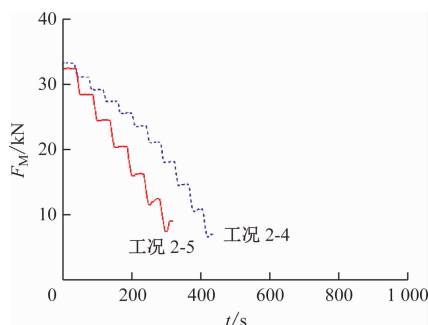


图 9 工况 2-4、工况 2-5 下  $F_M$  的变化情况

Fig. 9 Changes in  $F_M$  under working conditions 2-4 and 2-5

在  $\alpha_{\max} = 11^\circ$  极限工况下, 接触面 3 未沾染装配膏时施加  $M_A$ , 测试了下端节点达到  $C_{sc, \max}$  时  $F_M$  的变化情况 (即表 3 中的工况 2-6), 得到工况 2-6 下  $C$  对  $F_M$  的影响, 如图 10 所示。由图 10 可知: 同样施加  $M_A$ , 与  $C_{sj, \max} = 6.6 \text{ Nm}/(^{\circ})$  时的测试结果相比,  $C_{sc, \max} = 9.7 \text{ Nm}/(^{\circ})$  时  $F_M$  的衰减速度加快, 最终导致螺栓发生松动。

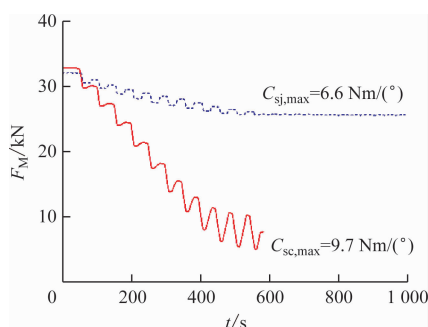


图 10 工况 2-6 下  $C$  对  $F_M$  的影响

Fig. 10 Effect of  $C$  on  $F_M$  under working condition 2-6

综上所述, 下端节点的  $\alpha$  越大、 $M$  越小、 $\mu_3$  越低、 $C$  越大, 越不利于螺栓紧固。但是, 在确保接触面 3 不沾染装配膏及满足  $C \leq 6.6 \text{ Nm}/(^{\circ})$  条件时, 在  $\alpha_{\max} = 11^\circ$  极限扭转工况下施加  $M_A$ , 可以保证螺栓不会发生松动。

## 4.2 线路试验

### 4.2.1 线路试验工况 (工况 3)

在发生螺栓松动的动车组上, 安装原螺栓松脱时的减振器 (此时下端节点  $C_{sc}$  为  $8.31 \text{ Nm}/(^{\circ})$ )。在动车组以  $15 \text{ km/h}$  匀速往复通过 9 号单开道岔 (测试线路的  $R_{qx} = 180 \text{ m}$ ) 过程中, 使用测力螺栓测

试  $F_M$  的变化情况。线路试验测点布置如图 11 所示。试验前, 按实际装配工艺安装减振器并施加  $M$ 。

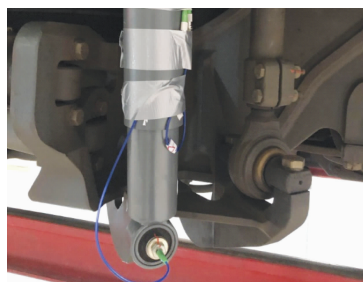


图 11 线路试验测点布置照片

Fig. 11 Photo of line test measuring points layout

### 4.2.2 线路试验结果

列车通过  $R_{qx} = 180 \text{ m}$  的曲线线路区段时, 将  $\alpha_{\max} = 11^\circ$ 、 $M_A = 68 \text{ Nm}$  的试验工况命名为工况 3-1, 将  $\alpha_{\max} = 11^\circ$ 、 $M_B = 61 \text{ Nm}$  的试验工况命名为工况 3-2。图 12、图 13 分别为工况 3-1、工况 3-2 下  $F_M$  的测试结果。试验结束后, 施加  $M_B = 61 \text{ Nm}$ , 对螺栓进行防松校核, 2 种工况下螺栓均未发生转动。由图 12 可知: 工况 3-1 可保证  $F_M$  衰减幅度处于可控范围内。由图 13 可知: 工况 3-2 下  $F_M$  随减振器扭转呈阶梯形降低, 如果列车多次通过此线路, 螺栓可能会发生松动。

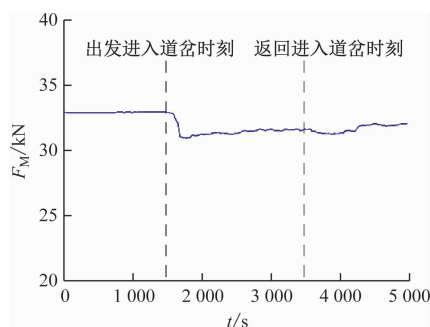


图 12 工况 3-1 下  $F_M$  的测试结果

Fig. 12 Test results of  $F_M$  under working condition 3-1

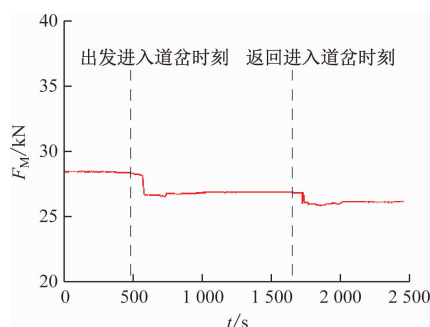


图 13 工况 3-2 下  $F_M$  的测试结果

Fig. 13 Test results of  $F_M$  under working condition 3-2

由台架试验与线路试验结果对比可知:台架试验工况 2-3 与线路试验工况 3-2 的  $M$  一致,且工况 2-3 的  $C$  较工况 3-2 更小,但却得出了工况 2-3 下  $F_M$  下降幅度反而更大(更易松脱)的试验结果,这是因为与线路试验相比,台架试验设置的下端节点连续不断往复扭转的试验条件更苛刻。由此可知,如果台架试验能够保证螺栓不发生松动,则在动车组运用过程中螺栓也不会发生松动。

由理论计算与线路试验结果对比可知:理论计算的式(4)中  $F_M$  的计算结果和线路试验工况 3-1 中  $F_M$  的试验结果均是在不涂装配膏情况下施加  $M_A$  得到的,但工况 3-1 的  $F_M$  (图 12 中  $t=0$  时的取值,约为 32.00 kN)却大于式(4)的  $F_M$  (24.74 kN),这是由于  $M$  的效果体现为两部分,其中一部分用于克服螺栓头部和螺纹处的摩擦力,另一部分则用于使螺栓产生弹性变形和产生  $F_M$ 。因为工况 3-1 (即实际车辆条件)的  $\mu_4, \mu_1$  小于式(4)的取值,因此,工况 3-1 接触面摩擦力小于理论计算值,进而导致  $F_M$  增大。这与理论计算时选取偏于安全的  $\mu_4, \mu_1$  的原则相符。

根据表 1 中除序号 1 外其余下端节点的  $C_{sc}$  均超过 6.79 Nm/(°)但并未出现螺栓松动的事实,本文认为:并非单一因素造成了本次动车组运用过程中减振器螺栓松脱,螺栓松脱的原因跟  $M, C, \mu_3$  的综合作用有关。

## 5 螺栓松脱的解决措施

由于该型动车组的数量较大,采用变更转向架主体结构措施虽能解决问题,但改造周期长、费用高,不利于快速解决问题。根据上文得到的螺栓松脱原因,基于减振器的既有结构,本文从提高螺栓连接的安全裕量角度,提出 3 点解决措施。

1) 措施 1:优化装配膏涂抹工艺。不允许在空心销轴表面涂抹装配膏,只允许在下端节点内孔涂抹装配膏。按此要求,减振器与空心销轴装配时,装配膏应从下端节点内孔被逐步挤出。将挤出的装配膏彻底清理后,可避免接触面 2 及接触面 3 沾染装配膏。

2) 措施 2:降低下端节点的  $C_{sj}$ 。优化下端节点的橡胶填充量,将  $C_{sj}$  由 5.1 Nm/(°) 调整为 4.1 Nm/(°)。该措施经高温、低温疲劳老化试验验证,可保证新节点的  $C$  在全寿命周期内不大于 6.6 Nm/(°)。

• 20 •

3) 措施 3:提高  $M_A$ 。将  $M_A$  由 68 Nm 提高至 80 Nm。

实施台架试验,以验证  $\alpha_{\max} = 11^\circ$  和不涂装配膏条件下,  $M_A$  提升至 80 Nm 后新、旧节点的  $F_M$  变化情况,其结果如图 14 所示。由图 14 可知:  $M_A$  提升至 80 Nm 后,即使出现  $\alpha_{\max} = 11^\circ, C_{sc, \max} = 9.7$  Nm/(°) 的极限情况,螺栓也不会发生松动。

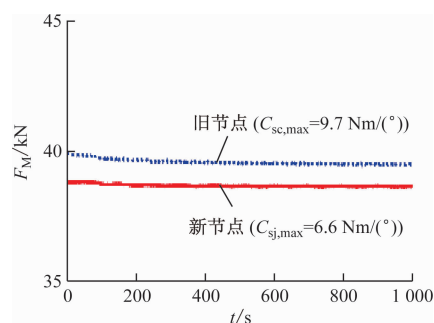


图 14  $\alpha_{\max} = 11^\circ, M_A = 80$  Nm 工况下新旧节点的  $F_M$  变化情况

Fig. 14 Variation of  $F_M$  at new and old joints under  $\alpha_{\max} = 11^\circ$  and  $M_A = 80$  Nm working condition

## 6 结语

1) 本文计算分析结果及试验结果表明:在接触面 3 未沾染装配膏及下端节点满足设计要求 ( $C \leq 6.6$  Nm/(°)) 的前提下施加  $M_A$ , 可保证减振器结构安装可靠,螺栓无松动风险。减振器安装螺栓发生松脱,其原因是受到  $M$  降低、 $\mu_3$  减小及  $C$  增大这些不利因素的综合影响。

2) 从提高螺栓连接的安全裕量方面,提出优化装配膏涂抹工艺、降低下端节点  $C$ 、提高下端节点  $M_A$  的解决措施。

3) 与线路试验结果相比,台架试验设置工况更为安全。台架试验的结果验证了本文所提解决措施的有效性。

4) 在进行减振器及其他类似承受往复扭转载荷部件设计时,要尽量避免采用在扭转中心开孔、使用单螺栓穿过扭转中心进行紧固的结构形式。

本研究可为后续同类型减振器结构的设计、选型提供理论依据和技术支撑。

## 参考文献

- [1] 王传华. 螺栓连接结构松脱特性分析与试验研究[D]. 大连: 大连理工大学, 2018.

(下转第 26 页)

的直流偏磁电流。现场实测验证了本文所提计算方法的准确性。研究发现,在双流制线路中,变压器的直流偏磁电流在某些时刻严重超标,值得关注。

## 参考文献

- [1] 李冰,王泽忠,刘格,等.特高压变压器直流偏磁对绕组电流的影响[J].电工技术学报,2020,35(7):1422.  
LI Bing, WANG Zezhong, LIU Ke, et al. Research on winding current of UHV transformer under DC-bias[J]. Transactions of China Electrotechnical Society, 2020, 35(7): 1422.
- [2] 张晓宇,郑超,莫品豪,等.直流偏磁对变压器保护的影响及直流偏磁保护改进[J].电力系统自动化,2021,45(4):148.  
ZHANG Xiaoyu, ZHENG Chao, MO Pinhao, et al. Influence of DC magnetic bias on transformer protection and improvement of DC magnetic bias protection[J]. Automation of Electric Power Systems, 2021, 45(4): 148.
- [3] 谢志成,钱海,林湘宁,等.直流偏磁下变压器运行状态量化评估方法[J].电力自动化设备,2019,39(2):216.  
XIE Zhicheng, QIAN Hai, LIN Xiangning, et al. Quantitative state assessment method for transformer under DC bias[J]. Electric Power Automation Equipment, 2019, 39(2): 216.
- [4] 柳林,尤方圆,余汪洋,等.电力变压器直流偏磁振动噪声特征研究[J].电气技术,2019,20(7):9.  
LIU Lin, YOU Fangyuan, YU Wangyang, et al. The study of characteristics of the transformer vibration noise under DC magnetic bias[J]. Electrical Engineering, 2019, 20(7): 9.
- [5] 蔡茂,李佳,彭卿,等.城市地区主变直流偏磁研究与处理[J].电气自动化,2017,39(1):7.  
CAI Mao, LI Jia, PENG Qing, et al. Research and treatment of main transformer DC magnetic bias in urban areas[J]. Electrical Automation, 2017, 39(1): 7.
- [6] 刘炜,杨凌云,马庆安,等.双制式列车接地系统的车-地联合牵引供电计算[J].西南交通大学学报,2024,59(3):501.  
LIU Wei, YANG Lingyun, MA Qing'an, et al. Vehicle-ground united traction power supply calculation in dual-system train grounding system[J]. Journal of Southwest Jiaotong University, 2024, 59(3): 501.
- [7] 王志荣.双流制列车过中性段供电切换方案[J].都市轨道交通,2016,29(6):125.  
WANG Zhirong. Power supply switching scheme of dual-current vehicle on neutral section[J]. Urban Rapid Rail Transit, 2016, 29(6): 125.
- [8] 赵奇峰.双流制市域铁路过中性段供电实施方案[J].铁道建筑技术,2023(5):109.  
ZHAO Qifeng. Implementation scheme of power supply through neutral section of dual-current suburban railway[J]. Railway Construction Technology, 2023(5): 109.
- [9] 吴命利.电气化铁道牵引网的统一链式电路模型[J].中国电机工程学报,2010,30(28):52.  
WU Mingli. Uniform chain circuit model for traction networks of electric railways[J]. Proceedings of the CSEE, 2010, 30(28): 52.
- [10] 叶润峰,魏应冬,李占赫,等.城市轨道交通柔性直流牵引供电系统钢轨电位快速计算方法[J].中国电机工程学报,2023,43(14):5311.  
YE Runfeng, WEI Yingdong, LI Zhanhe, et al. Fast calculation of rail potential of flexible DC traction power supply system for urban rail transit[J]. Proceedings of the CSEE, 2023, 43(14): 5311.
- 收稿日期:2024-08-05 修回日期:2024-09-05 出版日期:2025-02-10  
Received:2024-08-05 Revised:2024-09-05 Published:2025-02-10  
· 第一作者:李雪飞,正高级工程师,013200018212@ccrccg.com  
通信作者:代骏,硕士研究生,1506701626@qq.com  
· ©《城市轨道交通研究》杂志社,开放获取 CC BY-NC-ND 协议  
© Urban Mass Transit Magazine Press. This is an open access article under the CC BY-NC-ND license

## (上接第20页)

- WANG Chuanhua. Analysis and experimental study on loosening characteristics of bolted connection structure[D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2018.
- [2] 孙鹏玮.单螺栓节点初始预紧力松弛研究[D].大连:大连理工大学,2019.  
SUN Pengwei. Study on relaxation of initial preload of single bolt joint[D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2019.
- [3] 于泽通,刘建华,张朝前,等.轴向交变载荷作用下螺栓联接结构的松动试验研究[J].摩擦学学报,2015,35(6):732.  
YU Zetong, LIU Jianhua, ZHANG Chaoqian, et al. An experimental study on self-loosening of bolted joints under axial vibration[J]. Tribology, 2015, 35(6): 732.
- [4] 李国栋,战立超,姜朝勇,等.某型地铁车辆轴箱弹簧下盖螺栓断裂机理分析[J].城市轨道交通研究,2020,23(9):10.  
LI Guodong, ZHAN Lichao, JIANG Chaoyong, et al. Analysis of bolt fracture mechanism on the axle box spring lower cover of A metro vehicle[J]. Urban Mass Transit, 2020, 23(9): 10.
- 收稿日期:2024-08-05 修回日期:2024-09-05 出版日期:2025-02-10  
Received:2024-08-05 Revised:2024-09-05 Published:2025-02-10  
· 通信作者:韩光旭,高级工程师,hanguangxu\_2000@163.com  
· ©《城市轨道交通研究》杂志社,开放获取 CC BY-NC-ND 协议  
© Urban Mass Transit Magazine Press. This is an open access article under the CC BY-NC-ND license