

轮装制动盘螺栓载荷测试及有限元分析

范童柏¹, 任尊松²

(1. 中国民用航空飞行学院航空工程学院, 四川 德阳 618307;

2. 北京交通大学机械与电子控制工程学院, 北京 100044)

摘要: 制动盘螺栓对于确保高速动车组制动可靠性和运行安全性非常重要。本研究使用高速动车组制动盘螺栓载荷测试技术, 对中国客运专线的轮装制动盘螺栓载荷进行线路测试, 获得制动盘螺栓载荷动态时间历程。螺栓载荷包括拉伸载荷、径向弯矩和周向弯矩。通过建立轮装制动盘车轮结构有限元模型, 模拟仿真在有轨接触下车轮高速旋转过程中螺栓受载情况, 并与试验结果进行对照。结果表明, 拉伸载荷、径向弯矩和周向弯矩与列车运行速度密切相关。运行速度越大, 螺栓载荷的变化越大, 且这些载荷随着车轮转动呈周期性变化。同时, 各载荷信号上还存在着由轮轨激扰引起的小波形。有限元仿真结果表明螺栓杆上各个截面的径向弯矩大小和方向并不一致。车轮内外结构的不对称性将导致螺栓杆上左侧截面的弯矩大于右侧截面的弯矩。

关键词: 动车组; 制动盘; 螺栓; 高速旋转; 有限元

中图分类号: U270.35 **文献标志码:** A **文章编号:** 1004-4523(2024)11-1950-09

DOI: 10.16385/j.cnki.issn.1004-4523.2024.11.015

引言

轮装制动盘螺栓将制动盘和车轮紧密连接。当列车运行时, 螺栓主要受到拉伸载荷和弯矩的共同作用。事实上, 当螺栓用于连接多个部件时, 如高速列车的制动盘和车轮, 施加在螺栓上的载荷会发生复杂的变化^[1-3]。这些载荷包括摩擦力、接触力和预紧力等。连接螺栓通常被认为是结构中最脆弱的部分, 对结构可靠性至关重要^[4]。因此, 制动盘螺栓是保证高速列车运行安全的关键部件之一。

目前各国的研究人员已经完成了高强度螺栓的部分研究, 并系统地分析了螺栓的连接性能^[5-12]。随着计算性能的发展, 有限元法被广泛地应用于螺栓连接结构的模型建立和应力计算^[13-18]中。上述研究有效地得到了螺栓在静止状态下的连接性能和载荷, 但并没有涉及螺栓在旋转状态下的动态载荷分布特性。

针对旋转状态, 部分研究者关注于转子动力学和旋转螺栓连接结构的刚度计算。KLOMPAS^[19]使用等效扰动力矩计算了转子连接的动力学影响。LIU 等^[20]采用有限元方法研究了螺栓连接和花键连接结构对转子接头刚度和接触状态的影响。QIN 等^[21-22]建立了螺栓连接结构模型, 推导出盘毂

连接结构的变弯曲刚度表达式, 分析了螺栓连接结构变刚度对转子动力学的影响。这些研究有助于揭示旋转状态下连接结构的接触状态和刚度对临界转速和振型的影响, 但不能反映螺栓本身的载荷分布情况。

本文基于螺栓动态载荷的测量方法, 得到了线路实测试验的结果。为了获得整个螺栓上的拉伸载荷和弯矩分布, 本文建立了包括螺栓、制动盘和车轮等的有限元模型, 计算得到有限元仿真结果, 并用线路实测试验的结果进行了验证。

1 制动盘螺栓载荷测试试验

1.1 载荷测试螺栓制作与标定

高速列车的实际运行工况非常复杂, 难以在实验室环境再现。因此, 本研究采用标定螺栓在实际线路中进行载荷测试。根据高速动车组轮装制动盘螺栓的受力特点, 利用惠斯通电桥原理进行贴片并组全桥, 制成可以测量拉伸载荷和弯矩载荷的螺栓, 如图 1 所示。完成干燥工作后, 在 MTS810 试验机上对测试螺栓进行载荷-应变标定。在弹性变形范围内对两种载荷测试类型的螺栓分别加载, 得到各螺栓的变形和载荷对应值, 对其进行一次曲线拟合, 得到各螺栓的拉伸载荷及弯矩载荷的标定系数, 完



图 1 载荷测试螺栓
Fig. 1 Load test bolts

成载荷标定。其中,拉伸载荷标定系数为 $10.29 \text{ N}/\mu\epsilon$,弯曲载荷标定系数为 $0.01604 \text{ N}\cdot\text{m}/\mu\epsilon$ 。

1.2 制动盘螺栓测点布置

试验螺栓安装在高速动车组 8 车 2 轴右侧车轮上,该车轮所在转向架是列车的动力转向架。采用沙袋模拟定员重量,以达到车辆的正常轴重。试验线路为武广线,起点为广州南站,终点为长沙南站。现场试验期间,动车组最高运行速度达 305 km/h 。

在动轴轮装制动盘上安装载荷测试螺栓,安装现场照片如图 2 所示。在线路试验中,使用 IMC 数字式动态信号采集系统,对螺栓拉伸载荷和弯矩载荷引起的应变信号进行采集。采样频率为 5000 Hz ,以确保采集数据信号的真实性和有效性。同时在轴箱处安装加速度传感器,测量轴箱处的垂向和横向加速度。



图 2 测试螺栓现场照片
Fig. 2 Test bolts field diagram

1.3 线路试验结果

本次螺栓测试试验获得了螺栓拉伸载荷、径向弯矩和周向弯矩。径向弯矩为螺栓沿车轮半径方向发生弯曲时产生的弯矩,周向弯矩为螺栓沿车轮圆周方向发生弯曲时产生的弯矩。这些动载荷表明了运行过程中螺栓载荷随时间变化的复杂性。

图 3 分别为线路测试中螺栓拉伸载荷、径向弯矩、周向弯矩的时间历程。从图 3 中可以看出,螺栓载荷随列车运行速度的变化而改变。在动车组的每一次加速过程中,螺栓轴向拉伸载荷减小至负值,说明螺栓的夹紧力在减小。在动车组的每一次减速过

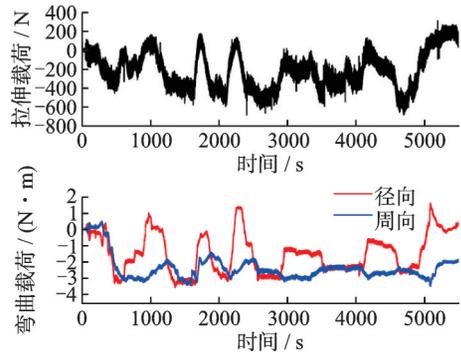


图 3 螺栓载荷试验结果
Fig. 3 Bolt load test results

程中,拉伸载荷变大,说明螺栓的夹紧力增大。拉伸载荷变化的最大幅度为 750 N 。与拉伸载荷相比,弯曲载荷有相似的变化趋势。径向弯矩变化了大约 $3.9 \text{ N}\cdot\text{m}$,周向弯矩变化了大约 $3.8 \text{ N}\cdot\text{m}$ 。

图 4 显示了轴箱振动加速度与列车运行速度的关系。轴箱振动加速度随着动车组速度的增大而增大。在大多数正常高速运行的过程中,垂向加速度波动区间在 80 m/s^2 以内,横向加速度波动范围在 30 m/s^2 以内。由于轮轨冲击作用,轴箱的垂向加速度和横向加速度最大值分别为 300 m/s^2 和 120 m/s^2 。

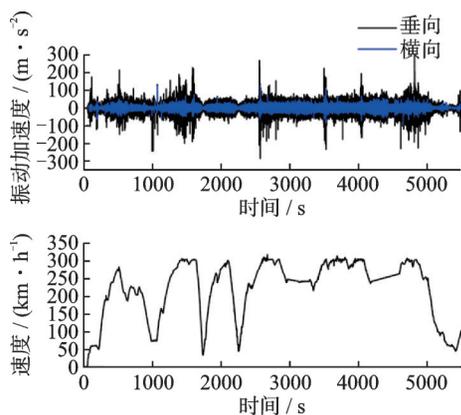
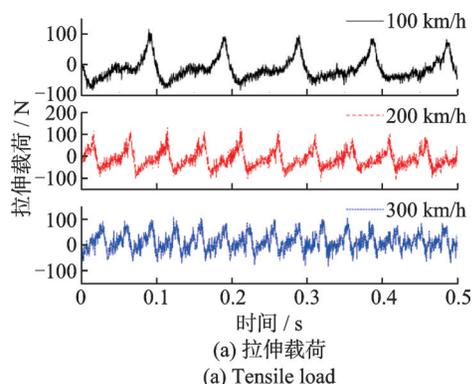


图 4 振动加速度与运行速度
Fig. 4 Vibration acceleration and operation speed

对载荷信号进行采样提取,将初始幅值设置为 0,以显示螺栓载荷的周期性变化,并作拉伸载荷频谱图,如图 5 所示。螺栓载荷随车轮的每次旋转做



(a) 拉伸载荷
(a) Tensile load

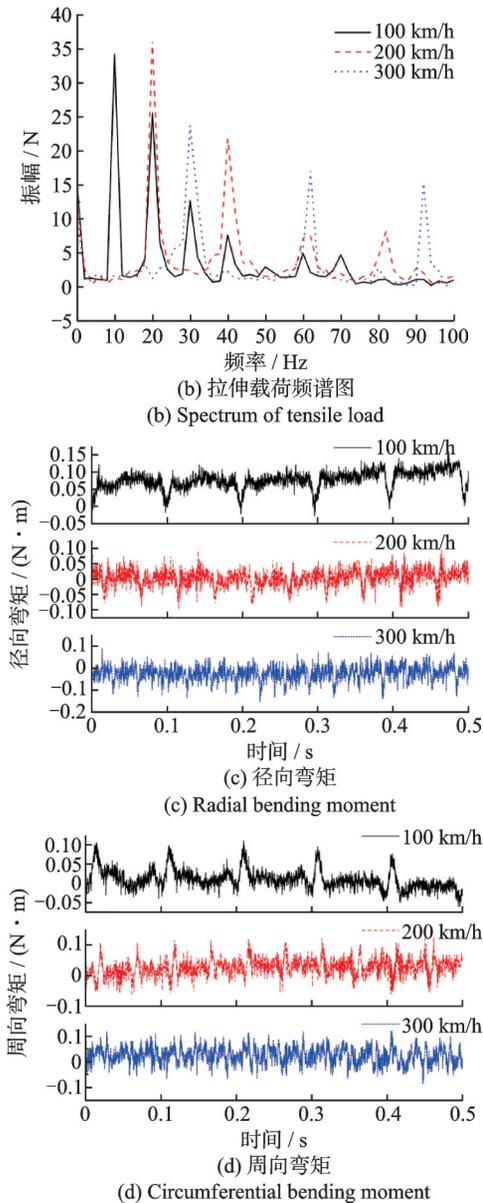


图5 螺栓载荷变化及频谱图(0.5 s)

Fig. 5 Variations of loads and spectrum (0.5 s)

周期性改变。例如,在0.5 s内,列车运行速度为100 km/h时,在频率为10 Hz处的振幅较大;运行速度为200 km/h时,在频率为20 Hz处的振幅较大;运行速度为300 km/h时,在频率为30 Hz处的振幅较大。这说明载荷的变化周期与动车组的运行速度有关。相比其他类型的载荷,由车轮转动引起的载荷占主导地位。除了周期旋转载荷外,由于轨道激励作用,螺栓上还存在许多小载荷。随着动车组运行速度的增大,小载荷的幅值也增大。

由于螺杆空间和螺母顶部孔径的限制,本次线路试验只测量了螺栓一个横截面的载荷。该横截面的螺栓载荷并不一定是最大值。为了研究其他横截面的载荷大小及变化规律,本文通过有限元方法获得旋转螺栓的载荷分布和变化情况。

2 载荷分布计算

2.1 有限元模型

本文使用ABAQUS软件建立了有限元仿真模型。因重点关注螺杆上的载荷变化,出于计算成本考虑,在螺栓模型中,忽略螺栓和螺母之间的螺纹结构,将螺栓和螺母视为一个整体来建模。该方法不计螺纹处的应力变化,能快速高效地获得螺杆上的载荷变化情况。螺栓采用C3D8I三维应力单元对模型进行网格划分,共有26800个单元,螺纹外径为14 mm。整个轮装制动盘车轮结构主要由车轮、制动盘、螺栓、套筒和定位销等组成。制动盘外边缘直径为750 mm,车轮踏面直径为860 mm。两侧的制动盘通过12个高强度螺栓与车轮紧固连接。将套筒与一侧制动盘视为一个整体,定位销结构简化为一个耦合约束相关节点旋转角位移的约束。采用C3D8I三维应力单元进行网格划分,两个制动盘单元共计23184个,车轮单元36960个。划分网格后的有限元模型如图6所示,各部件材料属性如表1所示。

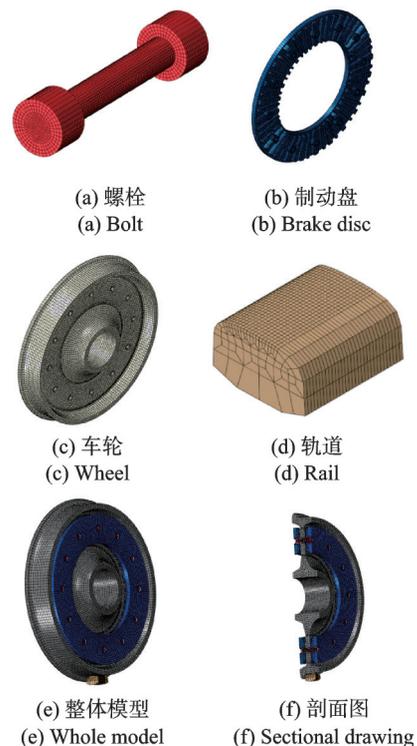


图6 有限元模型

Fig. 6 Finite element model

表1 部件材料属性

Tab. 1 Material properties of components

部件	弹性模量/GPa	密度/(kg·m ⁻³)	泊松比
螺栓	199	7940	0.30
车轮及制动盘	211	7751	0.28

轮轨相互作用产生接触力。因本文重点关注螺栓受力情况,钢轨等部件不是关注重点,为减少计算成本,在轨道底部施加一个向上的力,使轮轨接触而产生轮轨力,如图 7 所示。

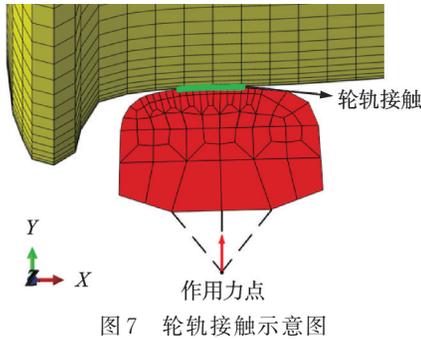


图 7 The schematic diagram of wheel/rail contact

轨道绕车轮中心旋转,从而改变轮轨接触位置。在车轮、制动盘和螺栓上添加旋转体力,以模拟车轮旋转的离心力效应。车轮轮毂内表面固支约束。由文献[23-24]可知,中国铁路线路环境复杂多变,会改变列车金属部件间的摩擦系数,其摩擦系数一般为 0.2~0.4,最小能达到 0.15。因此,摩擦接触被定义在各个部件之间的接触面上,摩擦系数设为 0.3。

有限元分析过程分为四步:第一步,在每个螺栓上添加轴向预紧力 50 kN,同时轮轨逐渐接触并稳定;第二步,在除轨道外的模型单元上添加旋转体力,同时使轨头绕中心旋转;第三步,稳定旋转体力角速度和轨道旋转角速度,模拟列车正常运行;第四步,将实测轴箱振动加速度施加在车轮上,模拟轮轨激励引起车轮、制动盘和螺栓的振动。实测振动加速度如图 8 所示,反映了 300 km/h 速度下的列车车轴振动情况。振动传感器安装在轴箱上,距离轮对距离较近,未经过减振器,能较真实地反映轮对的振

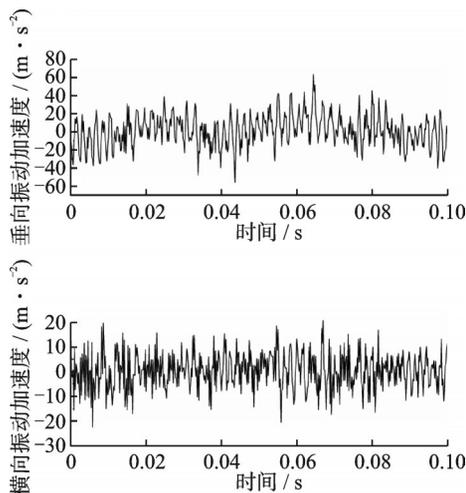


图 8 实测垂向和横向振动加速度 (0.1 s)
Fig. 8 Measured vertical and lateral vibration acceleration (0.1 s)

动情况。振动加速度通过快速傅里叶变换后可知,在频率为 600 Hz 等处的加速度振幅较大,如图 9 所示,主要是由于轨道不平顺及车轮多边形导致在部分高频区域出现共振。

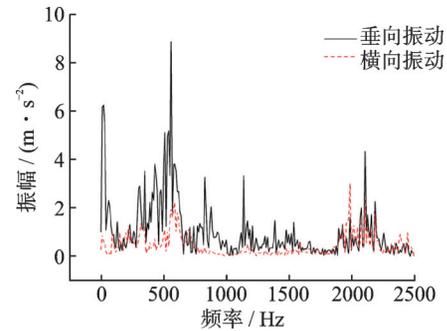


图 9 振动加速度频谱图
Fig. 9 Spectrum of vibration acceleration

2.2 有限元结果验证

受螺杆空间和应变片尺寸的限制,无法测量到根部(左侧)横截面的载荷。试验螺栓载荷测量位置距离根部横截面 5 mm。提取测量位置截面的径向弯矩随速度变化的有限元结果,并与车速进行拟合,得到两者的关系式为:

$$M_s = 0.00668 - \frac{4.29v}{10^3} + \frac{1.80v^2}{10^5} - \frac{1.36v^3}{10^7} + \frac{2.53v^4}{10^{11}} \quad (1)$$

式中 v 为列车运行速度; M_s 为螺栓测量点径向弯矩。

有限元仿真结果和拟合曲线如图 10 所示。

根据式(1)和武广线列车运行速度,对武广线的制动盘螺栓径向弯矩进行了模拟,并与试验结果进行比较,如图 11 所示。结果表明,测量位置截面径向弯矩的有限元结果和试验结果最大值分别为 3.38 N·m 和 3.56 N·m。两者在幅值大小上相近,变化趋势也较为一致。

相关系数计算式为:

$$r = \frac{\sum_{i=1}^n (X_i - \bar{X})(Y_i - \bar{Y})}{\sqrt{\sum_{i=1}^n (X_i - \bar{X})^2} \sqrt{\sum_{i=1}^n (Y_i - \bar{Y})^2}} \quad (2)$$

式中 r 为相关系数; X 为试验结果; Y 为有限元结果。

采用式(2)所示的皮尔逊相关系数计算方法进行计算,得到相关系数为 0.88,表明仿真结果较为真实可靠。

沿轴线方向在螺杆上等距离选取 11 个截面,在运行速度为 300 km/h 时,提取各处截面径向弯矩值,如图 12 所示。有限元仿真结果显示螺栓杆左侧

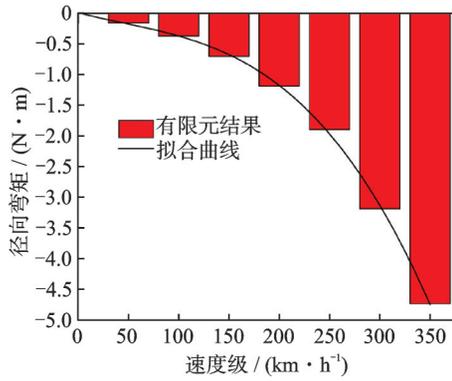


图 10 仿真结果与拟合曲线

Fig. 10 Simulation and curve fitting results

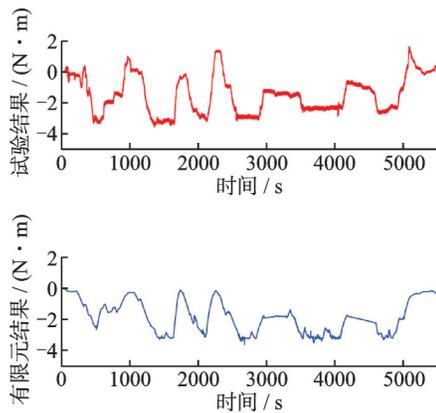


图 11 试验结果与有限元结果对比

Fig. 11 Comparison of test and finite element results

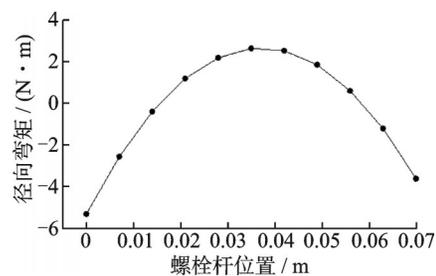


图 12 11个截面径向弯矩有限元结果 (300 km/h)

Fig. 12 Finite element results of radial bending moments for 11 cross-sections (300 km/h)

截面径向弯矩比右侧截面大 1.71 N·m,这是由于车轮结构的不对称性,使车轮在旋转过程中受离心力作用产生一定弯曲,从而导致螺栓左、右侧截面径向弯矩不同。

2.3 有限元结果

施加轴向预紧力后,螺栓杆在静止状态下的 Von Mises 应力结果显示,最大应力出现在螺栓杆的两端,最大值达到 645.7 MPa。螺栓杆中部应力为 378.6 MPa。在静止状态下,螺栓只承受拉伸载荷而没有弯矩,螺栓杆的左、右两侧的应力分布是对称的,如图 13 所示。

沿着螺栓杆的轴线方向定义左侧截面、中间截

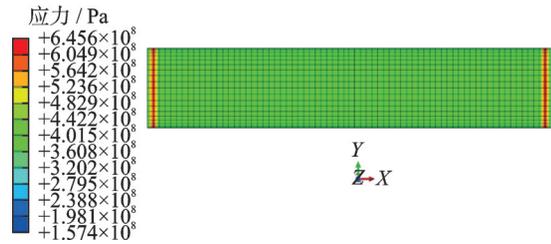


图 13 螺栓杆 Mises 应力分布

Fig. 13 Mises stress distribution of bolt

面和右侧截面,如图 14 所示。图 15 显示了螺栓三个关键截面内、外侧节点在速度逐渐增大到 300 km/h 的应力变化结果。结果表明,在高速旋转状态下,螺栓的应力分布是不对称的。螺栓上不同截面的最大应力和最小应力随列车运行速度的改变而变化。在 300 km/h 运行速度时,中间截面的外侧应力和内侧应力分别为 383.6 MPa 和 357.7 MPa,说明螺栓在中间截面处向外弯曲。在左侧截面和右侧截面的外侧应力减小,内侧应力增大,说明螺栓在这两个截面处向内弯曲。在 0.8 s 时,螺栓应力出现突变。这是因为车轮旋转使螺栓转到轮轨接触位置,轮轨挤压导致该处结构发生变形,使螺栓应力发生较大改变。之后,车轮转速稳定,螺栓应力发生周期性的小幅度突起,该周期与车轮转动一圈的时间相对应,表明每

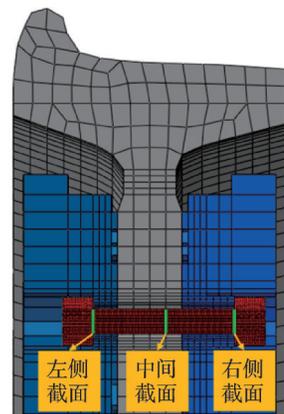


图 14 横截面定义图

Fig. 14 The definition of the cross-sections

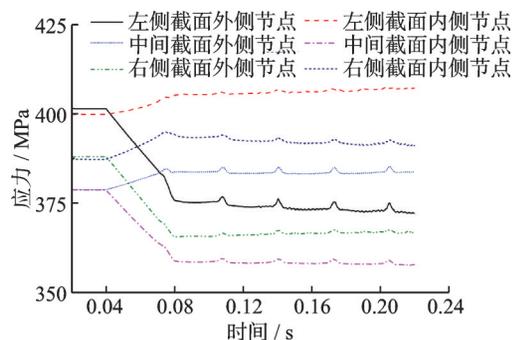


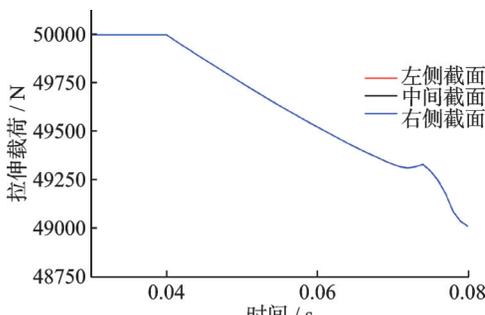
图 15 横截面内、外侧 Mises 应力变化

Fig. 15 Mises stress variations at the inner and outer sides of the cross-sections

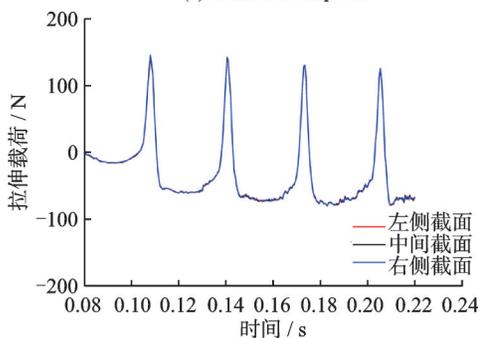
次螺栓旋转到该位置,轮轨作用力都会使螺栓应力发生相应的改变。

随着旋转速度的增加,各处截面的应力都发生了变化,说明螺栓有较大的弯曲位移。在转速恒定后,螺栓上的应力基本保持稳定。

图 16 显示了螺栓三个关键横截面处的拉伸载荷变化。由图 16(a)可知,当列车运行速度从 0 增大到 300 km/h 时,拉伸载荷从 50 kN 减小到了 49 kN。这是由于旋转离心力导致连接结构在一定程度上变薄,这会降低螺栓的拉伸载荷。在匀速阶段,将三个截面拉伸载荷初始值归零,由图 16(b)可知,车轮每旋转一圈,拉伸载荷随之出现一次变化。在后续振动阶段(0.12 s 后),螺栓上出现了许多的小振幅拉伸载荷,这些都与试验结果一致。



(a) Acceleration phase



(b) Constant speed phase (zeroing ordinate)

图 16 拉伸载荷有限元结果

Fig. 16 Finite element results of tensile loads

列车以不同速度运行时,在离心力作用下车轮结构变形量不同,将改变螺栓的拉伸载荷。忽略振动加速度的影响,调整旋转体力和轨道旋转角速度的大小,获得列车在 50, 100, 150, 200, 250, 300 和 350 km/h 不同速度下的左侧截面拉伸载荷变化曲线,如图 17 所示。随着动车组运行速度逐渐增大,螺栓上拉伸载荷逐渐减小,且拉伸载荷出现周期性波峰也越频繁。当速度为 350 km/h 时,拉伸载荷减小为 48.67 kN 左右。将不同速度级下拉伸载荷受轮轨滚动接触变形产生的载荷滚动波形最大值和最小值提取出来并作差,获得滚动载荷变化量,如

图 18 所示。在各个运行速度级下的拉伸载荷滚动波形变化范围差别不大,变化范围为 225 N 左右。

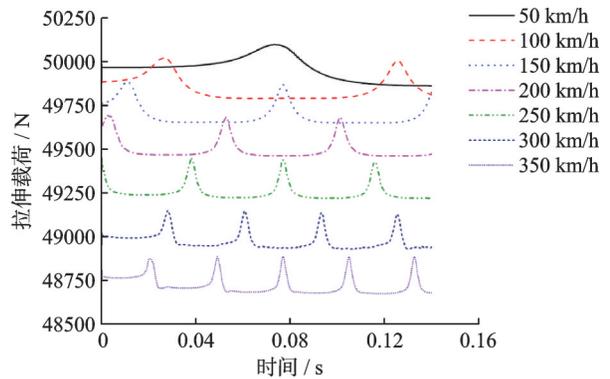


图 17 不同速度级下拉伸载荷变化

Fig. 17 Variations of tensile loads at different speeds

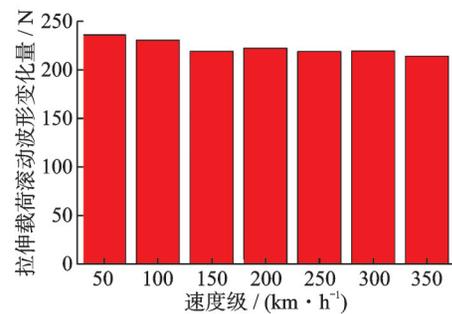
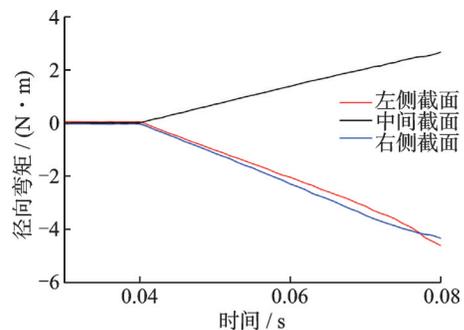


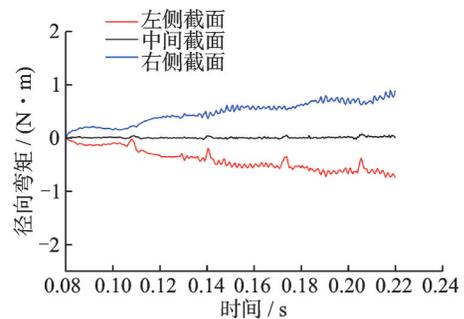
图 18 不同速度级下拉伸载荷滚动波形变化量

Fig. 18 Rolling waveform value changes of tensile loads at different speeds

图 19 显示了螺栓三个关键横截面处的径向弯



(a) Acceleration phase



(b) Constant speed phase (zeroing ordinate)

图 19 径向弯矩有限元结果

Fig. 19 Finite element results of radial bending moments

矩变化。由图 19(a)可知,在加速阶段,径向弯矩随着列车运行速度的变化而变化。当列车运行速度从 0 增大到 300 km/h 时,中间截面的径向弯矩从 0 变为 2.66 N·m,左、右两个截面处的径向弯矩分别为 -5.18 N·m 和 -3.72 N·m。在匀速阶段,将三个截面径向弯矩初始值归零,由图 19(b)可知,车轮每旋转一圈,径向弯矩随之出现一次变化。在后续振动阶段(0.12 s 后),螺栓上出现了许多的小振幅径向弯矩,这些结果都与试验结果一致。

列车以不同速度运行时,螺栓的径向弯矩也会改变。忽略振动加速度的影响,调整旋转体力和轨道旋转角速度的大小,获得列车在 50, 100, 150, 200, 250, 300 和 350 km/h 不同速度下的左侧截面径向弯矩变化曲线,如图 20 所示。随着动车组运行的速度逐渐增大,螺栓上左侧截面的径向弯矩变化范围增大,且径向弯矩出现周期性波峰也越频繁。当速度为 350 km/h 时,左侧截面的径向弯矩达到 -7.51 N·m。将不同速度级下径向弯矩受轮轨滚动接触变形产生的载荷滚动波形最大值和最小值提取出来并作差,获得滚动载荷变化量,如图 21 所示。在各个运行速度级下的径向弯矩滚动波形变化范围在 0.24 N·m 左右。

图 22 显示了螺栓三个横截面处的周向弯矩。

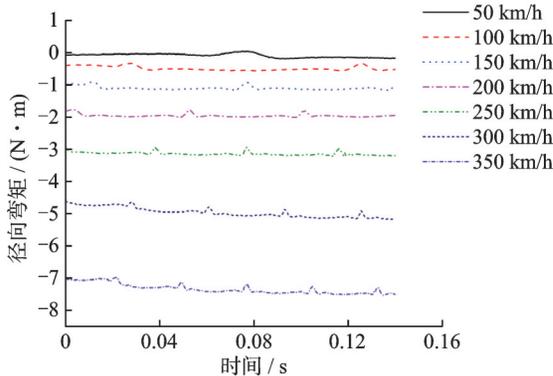


图 20 不同速度级下径向弯矩变化

Fig. 20 Variations of radial bending moments at different speeds

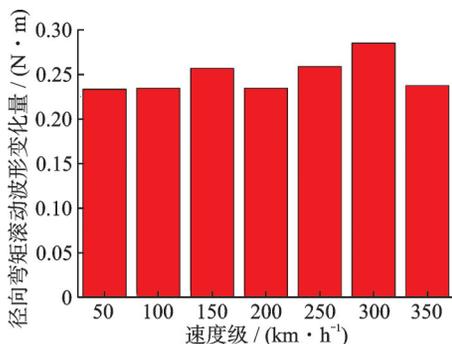
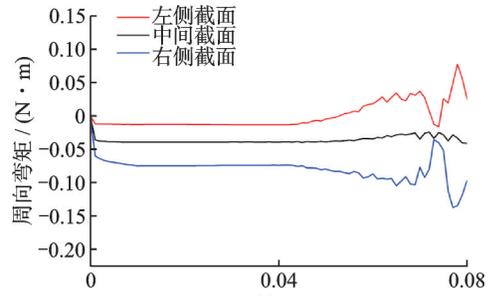


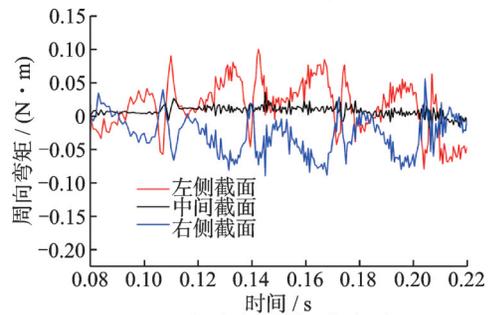
图 21 不同速度级下径向弯矩滚动波形变化量

Fig. 21 Rolling waveform value changes of radial bending moments at different speeds

在匀速阶段,车轮每旋转一圈,周向弯矩随之出现一次变化。在后续振动阶段(0.12 s 后),螺栓上出现了许多的小振幅周向弯矩,这些结果也与试验结果一致。



(a) 加速阶段
(a) Acceleration phase



(b) 匀速阶段(纵坐标归零)
(b) Constant speed phase (zeroing ordinate)

图 22 周向弯矩有限元结果

Fig. 22 Finite element results of circumferential bending moments

列车以不同速度运行时,螺栓的周向弯矩会有一定变化。忽略振动加速度的影响,调整旋转体力和轨道旋转角速度的大小,获得列车在 50, 100, 150, 200, 250, 300 和 350 km/h 不同速度下的左侧截面周向弯矩变化曲线,如图 23 所示。随着动车组运行速度逐渐增大,螺栓左侧截面的周向弯矩变化范围增大,且周向弯矩出现周期性波峰也越频繁。当速度为 350 km/h 时,左侧截面的周向弯矩达到

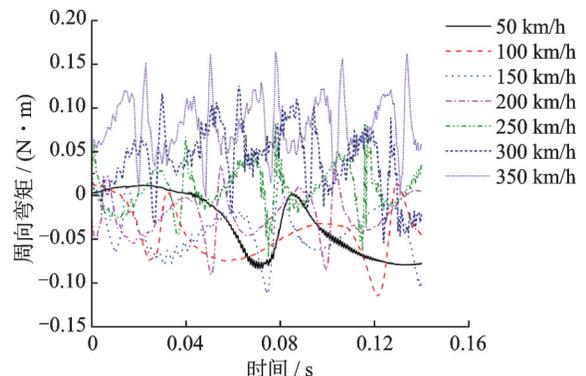


图 23 不同速度级下周向弯矩变化曲线

Fig. 23 Variations of circumferential bending moments at different speeds

0.16 N·m。将不同速度级下周向弯矩受轮轨滚动接触变形产生的载荷滚动波形最大值和最小值提取出来并作差,获得滚动载荷变化量,如图 24 所示。在各个运行速度级下的周向弯矩滚动波形变化范围在 0.12 N·m 左右。

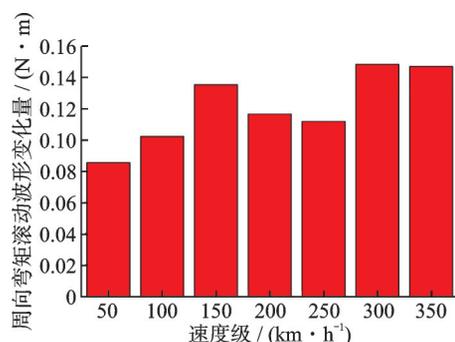


图 24 不同速度级下周向弯矩滚动波形变化量

Fig. 24 Rolling waveform value changes of circumferential bending moments at different speeds

3 结 论

(1) 高速动车组的运行速度影响制动盘螺栓的载荷变化。随着运行速度的增大,螺栓的拉伸载荷减小,径向弯矩增大,周向弯矩也有相应变化。

(2) 在高速动车组运行过程中,螺栓载荷发生周期性变化。运行速度越快,变化周期越短。不同速度下的滚动波形幅值差距不大,拉伸载荷滚动波形幅值 225 N 左右,径向弯矩滚动波形幅值 0.24 N·m 左右。除了周期性载荷外,由于轮轨激励作用,螺栓上还存在许多小载荷。随着列车运行速度的增大,轮轨激励产生的小载荷逐渐增大。

(3) 螺栓杆上各截面的弯矩大小和方向并不一致,在左、右侧截面和中间截面出现径向弯矩极值且方向相反。由于车轮结构的不对称性,左侧截面的径向弯矩大于右侧截面的径向弯矩。将径向弯矩的试验结果和有限元结果相对比,验证了该有限元仿真结果的可靠性。

参考文献:

[1] BICKFORD J H. An Introduction to the Design and Behavior of Bolted Joints[M]. Boca Raton, Florid: Marcel Dekker Inc., 1995: 3-12.

[2] 林恩强,郭然,罗吉祥,等. 螺栓紧固铝板疲劳裂纹萌生的有限元参数分析[J]. 工程力学, 2010, 27(6): 245-251.

LIN Enqiang, GUO Ran, LUO Jixiang, et al. Analysis of the parameter effect on fatigue crack in riveted compo-

nents with finite element method[J]. Engineering Mechanics, 2010, 27(6): 245-251.

- [3] 沈国辉,陈震,郭勇,等. 螺栓节点板抗剪连接的有限元模拟方法研究[J]. 工程力学, 2013, 30(1): 119-125.
- SHEN Guohui, CHEN Zhen, GUO Yong, et al. Finite element simulation methods applied to bolted gusset plates used as shear connectors[J]. Engineering Mechanics, 2013, 30(1): 119-125.
- [4] OSMAN M O M, MANSOUR W M, DUKKIPATI R V. On the design of bolted connections with gaskets subjected to fatigue loading[J]. Journal of Engineering for Industry, 1977, 99(2): 388-393.
- [5] PUTHLI R, FLEISCHER O. Investigations on bolted connections for high strength steel members[J]. Journal of Constructional Steel Research, 2001, 57(3): 313-326.
- [6] LI Y, LIU Z F, WANG Y Z, et al. Research on preload of bolted joints tightening sequence-related relaxation considering elastic interaction between bolts[J]. Journal of Constructional Steel Research, 2019, 160: 45-53.
- [7] GAUL L, LENZ J. Nonlinear dynamics of structures assembled by bolted joints[J]. Acta Mechanica, 1997, 125(1-4): 169-181.
- [8] SONG Y, HARTWIGSEN C J, MCFARLAND D M, et al. Simulation of dynamics of beam structures with bolted joints using adjusted Iwan beam elements[J]. Journal of Sound and Vibration, 2004, 273(1-2): 249-276.
- [9] OUYANG H, OLDFIELD M J, MOTTERSHEAD J E. Experimental and theoretical studies of a bolted joint excited by a torsional dynamic load[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2006, 48(12): 1447-1455.
- [10] 闵昌万,谭志勇,费庆国. 复合材料热结构螺栓连接刚度试验分析方法[J]. 南京航空航天大学学报, 2012, 44(6): 876-880.
- MIN Changwan, TAN Zhiyong, FEI Qingguo. Experimental analysis on connection stiffness of bolt for thermal structures of composite material[J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, 2012, 44(6): 876-880.
- [11] 曲家棣,窦一康,朱士明,等. 秦山核电厂反应堆压力容器主螺栓热态载荷测试研究[J]. 核动力工程, 1994, 15(2): 97-102.
- QU Jiadi, DOU Yikang, ZHU Shiming, et al. Ultrasonic measurement on RPV stud-bolt loading under hot transient of Qinshan NPP[J]. Nuclear Power Engineering, 1994, 15(2): 97-102.
- [12] 黄勇祥. 高温下钢结构高强度螺栓连接极限承载力的研究[D]. 武汉: 武汉理工大学, 2004.
- HUANG Yongxiang. Research on ultimate capacity of high-strength bolt connection of steel structure at high-temperature[D]. Wuhan: Wuhan University of Tech-

- nology, 2004.
- [13] ZHAO H. Stress concentration factors within bolt-nut connectors under elasto-plastic deformation[J]. International Journal of Fatigue, 1998, 20(9): 651-659.
- [14] TAFRESHI A, DOVER W D. Stress analysis of drill string threaded connections using the finite element method[J]. International Journal of Fatigue, 1993, 15(5): 429-438.
- [15] CAI Y C, YOUNG B. Bearing factors of cold-formed stainless steel double shear bolted connections at elevated temperatures[J]. Thin-Walled Structures, 2016, 98: 212-229.
- [16] KIM J, YOON J C, KANG B S. Finite element analysis and modelling of structure with bolted joints[J]. Applied Mathematical Modelling, 2007, 31(5): 895-911.
- [17] LUAN Y, GUAN Z Q, CHENG G D, et al. A simplified nonlinear dynamic model for the analysis of pipe structures with bolted flange joints[J]. Journal of Sound and Vibration, 2012, 331(2): 325-344.
- [18] 王曦, 王文静, 王宇. 持续制动工况下轴装制动盘螺栓载荷演化规律[J]. 机械工程学报, 2018, 54(12): 71-77.
WANG Xi, WANG Wenjing, WANG Yu. Variation of bolt loads of axle braking disc under continuous braking condition [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(12): 71-77.
- [19] KLOMPAS N. Effects of anomalous rotor joints on turbomachine dynamics[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1983, 105(4): 927-934.
- [20] LIU S G, MA Y H, ZHANG D Y, et al. Studies on dynamic characteristics of the joint in the aero-engine rotor system[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2012, 29: 120-136.
- [21] QIN Z Y, HAN Q K, CHU F L. Bolt loosening at rotating joint interface and its influence on rotor dynamics [J]. Engineering Failure Analysis, 2016, 59: 456-466.
- [22] QIN Z Y, HAN Q K, CHU F L. Analytical model of bolted disk-drum joints and its application to dynamic analysis of jointed rotor[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2014, 228(4): 646-663.
- [23] 翟婉明, 赵春发. 现代轨道交通工程科技前沿与挑战 [J]. 西南交通大学学报, 2016, 51(2): 209-226.
ZHAI Wanming, ZHAO Chunfa. Frontiers and challenges of sciences and technologies in modern railway engineering[J]. Journal of Southwest Jiaotong University, 2016, 51(2): 209-226.
- [24] 蔡宝春, 蒋华臻, 王文中, 等. 轮轨试样表面粗糙度取向对油润滑下摩擦系数的影响[J]. 力学学报, 2016, 48(5): 1114-1125.
CAI Baochun, JIANG Huazhen, WANG Wenzhong, et al. Influence of surface roughness orientations on friction coefficient of wheel/rail specimen in oil lubrication [J]. Chinese Journal of Theoretical and Applied Mechanics, 2016, 48(5): 1114-1125.

Load test and finite element analysis of wheel-mounted brake disc bolts

FAN Tong-bai¹, REN Zun-song²

(1.College of Aviation Engineering, Civil Aviation Flight University of China, Deyang 618307, China;

2.School of Mechanical, Electronic and Control Engineering, Beijing Jiaotong University, Beijing 100044, China)

Abstract: Brake disc bolts are important to ensure the braking reliability and the operation safety of electric multiple units (EMU). Based on the load test technique of braking disc bolts, an experiment was conducted on the wheel-mounted braking disc bolts of the Chinese high-speed train to obtain the data of the dynamic loads, including the tensile load, the radial bending moment and the circumferential bending moment. By establishing a finite element model of the wheel-mounted braking disc bolts with the wheel-rail contact, the bolt loads under high-speed rotation are simulated and compared with test results. According to the test results and the simulation results, it indicates that the braking disc bolt loads are closely related to the operating speed of EMU. The higher the operating speed is, the bigger the variation of the bolt load will be. The loads of the braking disc bolt change periodically with the wheel rotation. When the wheel rotates once, the bolt load changes once. Meanwhile, there are some small waves on each load signal, which is caused by the wheel-rail excitation. With an increase of the operation speed, the vibration of wheel increases, and the bolt load fluctuation also increases. The results of the finite element model show that the values and directions of the radial bending moments at different positions are inconsistent. Due to the asymmetry of the wheel structure, the radial bending moment at the left cross section of the bolt is bigger than that of the right cross section.

Key words: electric multiple units; brake discs; bolts; high-speed rotation; finite element

作者简介: 范童柏(1993—),男,博士,讲师。E-mail: fantongbai@bjtu.edu.cn。

通讯作者: 任尊松(1969—),男,博士,教授。E-mail: zsren@bjtu.edu.cn。