一种整体自密封轴承更换为分体式轴承的分析与研究

司毅[1]　张奎全[2]
（1 青岛中车四方轨道车辆有限公司　山东　青岛　266031；
2 中国铁路济南局集团公司青岛机车车辆监造项目部　山东　青岛　266031）

摘要：现有铁路客车为保障其舒适性和安全性，按照规定进行定期维护保养。铁路客车轮对、轴承和轴箱装置是铁路客车的重要部件，其技术状态直接关系到客车的运行品质和安全。轴承原则上跟随整车进行维护保养，如在运行中发现异常立即进行下车，拆解检修。整体轴承因其自密封性，需要有专业的设备和零部件方可进行维护保养，由此造成整体轴承检修周期长、费用高、使用寿命短等一系列问题。分体轴承替代整体轴承，是一种运用需求探索。本文分析了整体轴承和分体轴承的特点及运用路况需求，从宏观角度进行替代可行性分析，进行相关联零部件的设计，对重点受力部件进行强度分析和受力计算。

关键词：整体自密封轴承；分体式轴承；强度分析；受力计算

1　选题背景及意义

1.1　铁路客车检修修程

铁路客车（以下简称“客车”）是旅客运输的重要技术装备，为使其在运营中保持性能良好、安全可靠，须定期进行检修。

1.2　轴承检修修程

轴承自首次装车之日起，在正常的组装和使用条件下，在规定的轴承使用寿命期内，凡由于轴承材质缺陷或制造质量问题而造成的行车事故，由轴承制造单位承担事故责任；凡由于轴承材质缺陷或制造质量原因造成的故障轴承，由轴承制造单位免费更换。

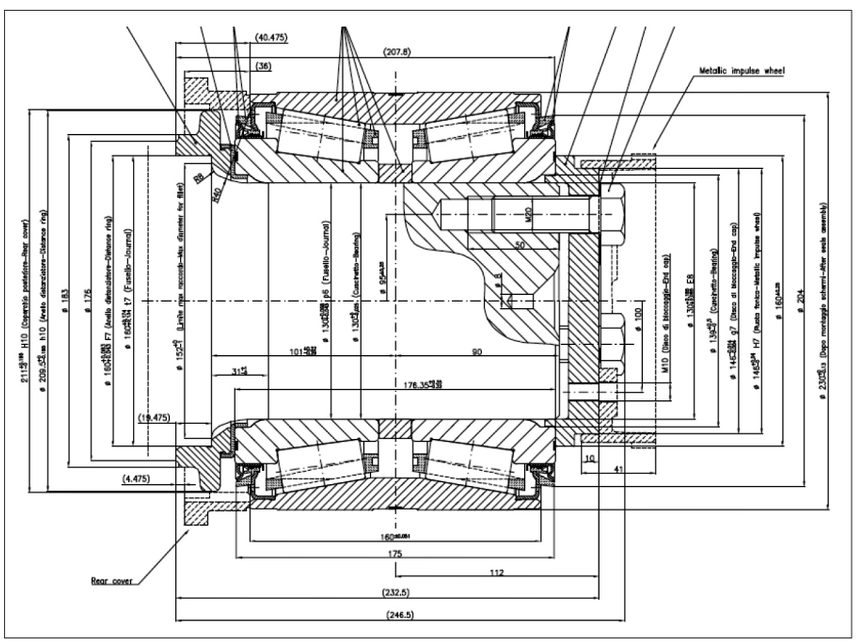


图 1　整体自密封轴承结构剖面图

2　整体轴承更换分体轴承宏观可行性分析

2.1　原整体轴承介绍

原设计轴箱轴承为整体自密封圆锥滚子轴承，其结构剖面图见图 1。

2.2　现有统型分体式轴承介绍

分体式圆柱滚子轴承由内、外两单列轴承组成，该轴承广泛应用于国产 25 型客车转向架。分体式圆柱滚子轴承转向架轴端结构如图 2 所示。

2.3　对比分析

2.3.1　整体轴承轴箱组成与国铁统型轴承轴箱组成一致性

（1）车轴轴颈直径均为 130mm ；

（2）轴颈中心距均为 2000mm。

2.3.2　整体轴承轴箱组成与国铁统型轴承轴箱组成差异性

（1）车轴轴肩直径：整体轴承轴箱组成为 160mm，统型转向架为 165mm ；

（2）车轴轴颈长度：

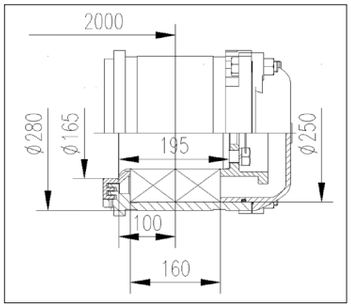


图 2　分体式圆柱滚子轴承转向架轴端结构

22-47 机械制造与智能化 22年2月中 第5期.indd 37　2022/5/30 21:09:34

整体轴承轴箱组成为 191mm，统型转向架为 195mm ；

（3）轴肩距：整体轴承轴箱组成为 1798mm，统型转向架为 1800mm ；

（4）车轴轴端螺纹孔：整体轴承轴箱组成为 M20，统型转向架为 M22 ；

（5）车轴轴端螺纹孔定位尺寸：整体轴承轴箱组成为 ϕ90mm（均布），统型为 ϕ85mm（均布）；

（6）轴承规格型号不同 : 整体轴承轴箱组成轴承外径 230mm，统型转向架为 250mm。

以上差异导致的轴箱体、防尘挡圈、轴承压板、轴箱前盖和轴端螺栓等不同。

2.4　结论分析

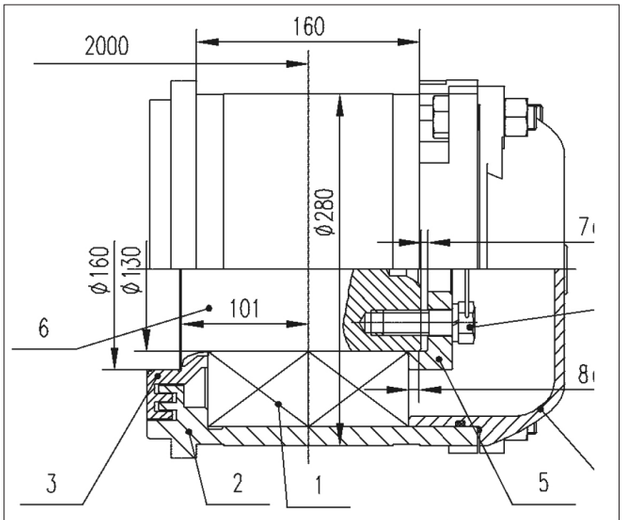
整体轴承更换为分体轴承，需要对轴承、轴箱、防尘挡圈、轴箱前盖和轴端螺栓等一系列相关零部件进行标准化设计，同时需要对于轴承轴箱相关联的定位转臂的接口尺寸进行相应的调整。

3　方案设计

方案设计对轴箱组成和定位转臂接口结构等进行了结构上的更改，对动力学有影响的轴颈中心距、定位转臂安装长度及一系悬挂等未作调整和更改，更改设计不影响转向架的动力学性能；从结构件强度上，定位转臂为新设计零件，属于局部修改的零件，故对定位转臂及轴端螺栓进行设计计算校核。更改后的轴端结构图如图 3 所示。

4　转臂轴箱强度分析

为保证转臂轴箱（以下简称“轴箱”）的可靠性和安全性，根据轴箱三维图纸、车辆悬挂参数和运行参数等，对转臂轴箱进行强度分析。



1- 分体圆柱滚子轴承；2- 轴箱体；3- 防尘挡圈；
4- 轴箱前盖；5- 轴承压盖；6- 车轴；7- 螺栓 M20

图 3　更改后的轴端结构图

4.1　轴箱计算模型、结构可靠性评定标准与载荷工况

轴箱采用 ZG25MnNi（AAR B 级钢）料制造。为准确地预测其在各载荷工况作用下应力与位移的分布，分析中采用有限单元法（FEM），应用大型有限元分析软件 ANSYS 对其进行结构强度分析。

4.1.1　有限元分析模型

轴箱有限元分析模型采用空间笛卡尔坐标系。在该坐标系中，X 轴指向车辆运行前方，Y 轴与线路方向相垂直，Z 轴垂直于轨道平面，其正方向为竖直向上。坐标系 XOY 平面位于通过车轴中心的水平面上，原点位于轴颈中心，轴箱有限元模型如图 4 所示。

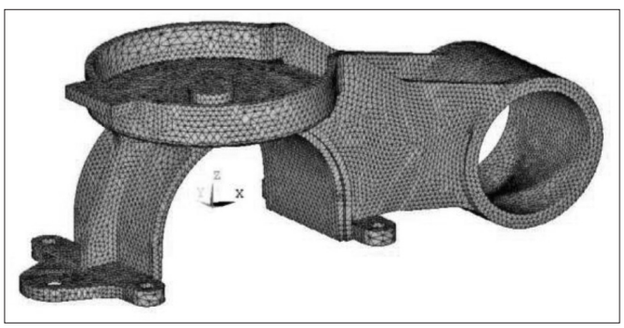


图 4　轴箱有限元模型

4.1.2　载荷工况

根据标准规定，应分别评定轴箱在超常载荷工况下的静强度和模拟运营载荷工况下的结构疲劳强度。

4.1.2.1　超常工况下的轴箱载荷与强度评定方法

在超常工况下，轴箱所承受的载荷主要包括 UIC 标准规定的垂向、横向载荷及其组合和 EN 标准规定的车辆通过小半径曲线时的纵向载荷。此外，还考虑了车辆在施行制动时和减振器对轴箱的超常载荷作用。

轴箱在超常载荷下所承受的垂向载荷根据式（1）计算。

$$F_{Z\,max}=1.4F_z \qquad (1)$$

式中：

F_Z——轴箱所承受的垂向基本载荷，对于两轴转向架，F_Z=0.5（P-m）g ；

P——转向架轴重，取 16500kg ；

m——轮对质量，取 1600kg ；

g——重力加速度，取 9.81m/s^2。

4.1.2.2　模拟运营工况下的轴箱载荷与强度评定方法

标准规定，疲劳强度计算载荷包括模拟主要运营载荷和模拟特殊运营载荷两部分。

在模拟主要运营载荷下，轴箱所承受的载荷包括垂向载荷和横向载荷。

对于两轴转向架，轴箱在模拟主要运营载荷下所承受的横向载荷根据式（2）计算。

22-47 机械制造与智能化 22年2月中 第5期.indd 38　　2022/5/30 21:09:34

$$F_y=0.125\times(F'_Z+0.5m^+g) \quad (2)$$

式中，F'_Z 为转向架每侧中央弹簧所承受的静态垂向载荷，$F'_Z=(P-m^+/2)g$。

4.2　轴箱强度计算结果与评定

4.2.1　轴箱静强度计算结果及评定

轴箱在超常载荷各工况作用下应力分布示例如图 5 所示。

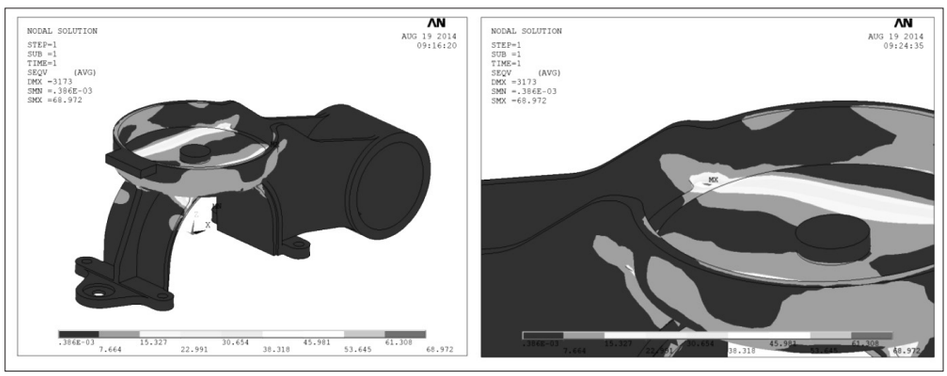


图 5　超常载荷工况 1 下轴箱总体应力分布与最大应力区域

计算结果表明，转臂轴箱在超常载荷各工况下节点最大 von_Mises 应力均小于材料许用应力，转臂轴箱的静强度满足要求。

4.2.2　轴箱疲劳强度计算结果及评定

对模拟运行各计算载荷工况下轴箱的应力进行考察，得到其疲劳强度安全系数小于 3.5 的节点，在 Goodman-Haigh 图中的位置如图 6 所示。

计算结果表明，转臂轴箱各节点的应力均在 Goodman-Haigh 图包络线范围内，转臂轴箱结构疲劳强度满足相关标准的要求，能够确保其安全运行。

4.3　小结

根据新设计转臂轴箱结构，采用 ANSYS 有限元分析软件，参照相关标准计算了转臂轴箱的强度和刚度，计算结果表明：该转臂轴箱结构强度满足 UIC 515-4 1993《Passenger rolling stock-Trailer bogies- Running gear- Bogie frame structure strength tests》 和 BS EN 13749：2011《Railway application-Methods of specifying structural requirements of bogie frames》标准的要求。

在弹簧承台边缘、弹簧承台和轴箱体连接处、转臂结点圆筒和纵向筋板连接处、轴箱体和液压减振器安装座的交接处为强度薄弱部位，在制造时应予以重视，避免出现制造缺陷。

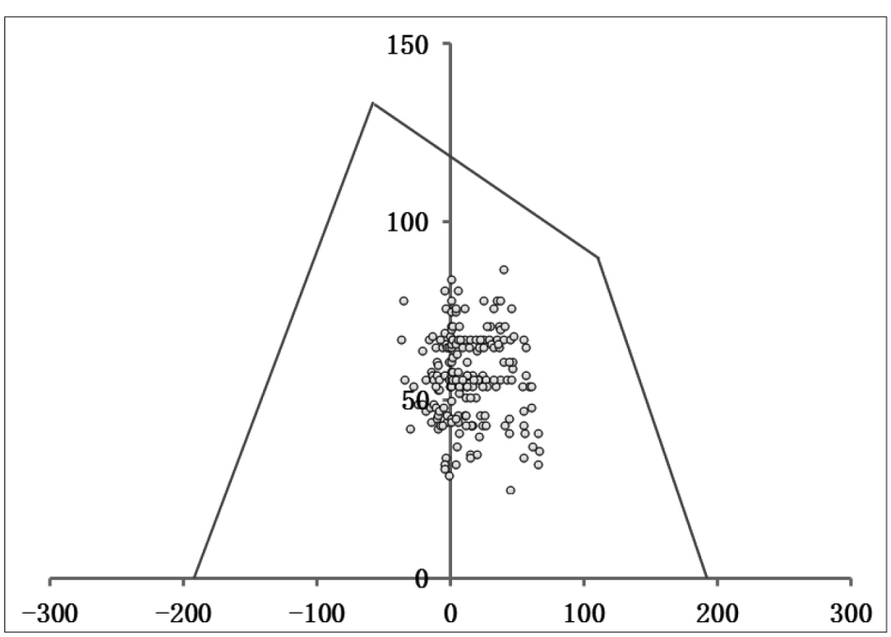


图 6　疲劳强度计算载荷下各节点应力在 Goodman-Haigh 图中的位置

5　轴端螺栓强度分析

5.1　受力分析

5.1.1　整体轴承转向架轴端螺栓受力分析

整体轴端螺栓在极限工况下，受螺栓预紧力 Q_1 与车辆横向载荷 F_{ymax} 作用。其中：

$$Q_1=\frac{M_1}{k_1d_1\times10^{-3}} \quad (3)$$

式中：

M——整体轴承转向架轴端螺栓扭紧力矩，Nm；

k_1——计算系数；

d_1——整体轴承转向架轴端螺栓公称直径，mm。

又根据 UIC 515-4 可知，在极限工况下转向架所受横向载荷为：

$$F_{ymax}=2(10^4+\frac{Pg}{3})$$

取车辆整备重量 $M_{vc1}=4P$，可得：

$$F_{ymax}=2(10^4+\frac{m_{vc1}g}{12}) \quad (4)$$

计算可得 F_{ymax}=127800N。

5.1.2　分体统型轴承转向架轴端螺栓受力分析

分体统型轴承转向架轴端螺栓在极限工况下，受螺

22-47 机械制造与智能化 22年2月中 第5期.indd 39　　2022/5/30 21:09:34

栓预紧力 Q_2 与车辆横向载荷 F_{ymax} 作用。

$$Q_2 = \frac{M_2}{k_1 d_2 \times 10^{-3}} \quad (5)$$

式中：

M_2——分体统型轴承转向架轴端螺栓扭紧力矩，Nm；

k_1——计算系数；

d_2——分体统型轴承转向架轴端螺栓公称直径，mm。

计算可得 F_{ymax}=127800N。

5.2　强度校核

5.2.1　整体轴承转向架轴端螺栓

根据已知，轴端三螺栓共同受力，其受力总和为：

$$F_1 = Q_1 + \frac{F_{y\max}}{6} = 82838.5\text{N} \quad (6)$$

轴端螺栓的安全系数为 1.82。

5.2.2　分体统型轴承转向架轴端螺栓

根据已知，轴端三螺栓共同受力，其受力总和为：

$$F_2 = Q_2 + \frac{F_{y\max}}{6} = 98223\text{N} \quad (7)$$

轴端螺栓的安全系数为 1.86。

5.3　小结

根据以上计算可以得出，分体统型轴承转向架轴端螺栓在极限工况下安全系数为 1.86，整体轴承转向架轴端螺栓在极限工况下安全系数为 1.82，均大于 1，满足使用要求。

6　结语

整体轴承更换为分体轴承，经过设计方案的分析和对比，进行了方案和图纸设计，对重要零部件进行了模拟分析和受力计算，结果表明新设计结构强度满足要求。整体自密封轴承更换为统型分体轴承，可以进行试制生产并进行装用试验，具有推广应用操作的可行性，可以实现轴承全寿命的使用，大大减少运用成本。

参考文献：

[1] 中国铁路总公司．铁路客车轮轴组装检修及管理规则 [M]．北京：中国铁道出版社，2015.

[2] 杨剑彪．铁路货车滚动轴承热轴故障原因分析及处置措施 [D]．北京：中国铁道科学研究院，2016.

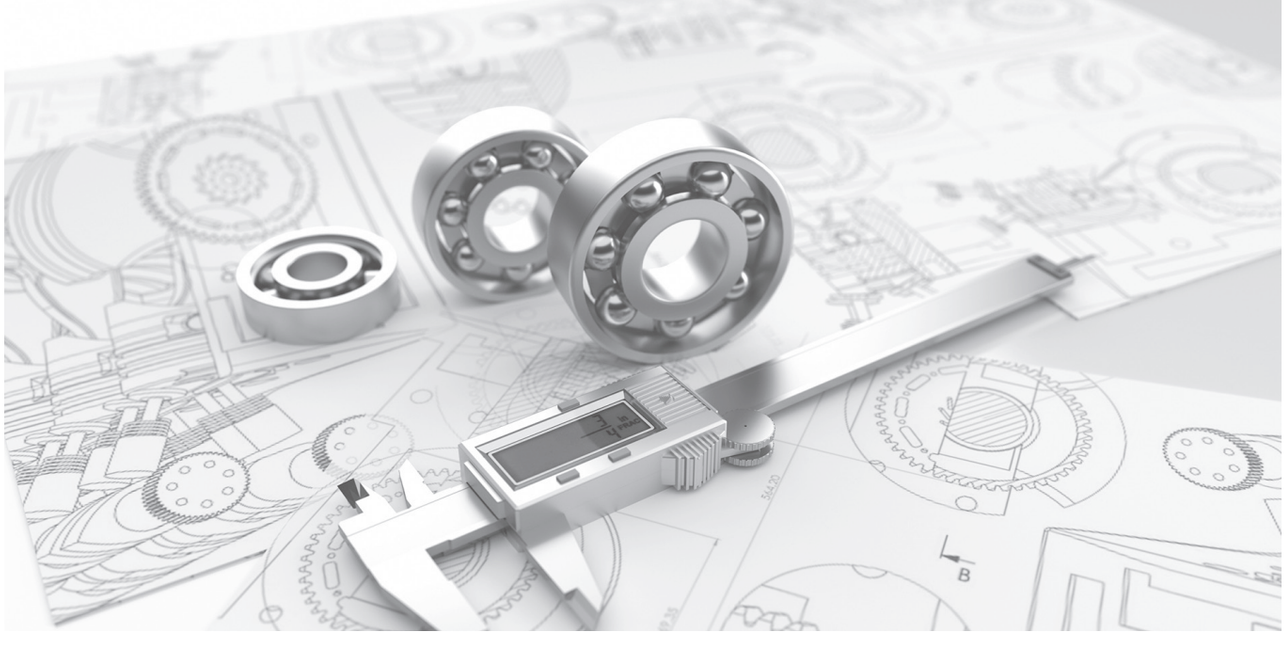
[3] 马千里．车辆轴温智能探测系统 (THDS) 探测客车热轴预报规律的研究 [J]．铁道车辆，2016,54(02):8-11.

[4] 李鹏杰，袁同燕．圆柱滚子轴承安装工艺分析及改进 [J]．装备制造技术，2019(07):88-90.

[5] 楚永萍，贾小平．旅客舒适度与车辆设计问题探讨 [J]．铁道车辆，2018，56(04):12-14.

[6] 韩立，赵雷，刁克军，刘青山，等．时速 160km 快捷货车 352226A 型轴承仿真分析 [J]．铁道车辆，2018,56(04):5-8.

[7] 姚齐水，向磊，李超，余江鸿．新型圆柱滚子轴承动态特性分析 [J]．振动工程学报，2020,33(04):734-741.



22-47 机械制造与智能化 22年2月中 第5期.indd 40　　2022/5/30 21:09:34