



CRH380B 高速列车牵引电机轴承 安装游隙理论计算模型及验证

王涛^{1,2}, 薛秀慧¹, 李伟^{1,2}, 张磊¹

(1. 中车永济电机有限公司, 山西 永济 044502;

2. 轨道交通牵引电机山西省重点实验室, 山西 永济 044502)

摘要: 针对当前高速列车牵引电机轴承安装测量游隙合理变化区间无法确定的问题, 文章提出了一种理论计算模型。该模型基于轴承相邻部件配合关系计算游隙减少量, 考虑了测量过程中因抬轴导致的滚动体与滚道之间的弹性形变, 并基于赫兹接触理论计算出该弹性形变量, 并研究分析了该形变量对安装测量游隙的影响。理论分析和试验表明, 通过该模型计算得到的理论安装测量游隙与实际结果较为一致。同时, 根据CRH380B高速列车牵引电机的结构参数确定了该电机轴承安装测量游隙的合理范围, 为保障牵引电机轴承压装质量提供了定量判断依据, 也为确定其他型号牵引电机安装测量游隙的合理区间提供新思路。

关键词: 高速列车; 高速动车组; 电机轴承; 安装测量游隙; 赫兹接触; 牵引电机

中图分类号: U292.91⁺4

文献标志码: A

文章编号: 1000-128X(2025)05-0165-05

0 引言

当前我国高速铁路发展迅猛, 高速动车组保有量持续增长, 截至2024年上半年, 高铁运营里程已经接近5万 km^[1], 占铁路运营里程的比重逐年增加, 牵引电机作为高速动车组动力系统的关键设备, 其性能的稳定性和可靠性直接影响行车安全和运行效率。

轴承作为牵引电机的关键零部件, 起到支撑转轴和释放转矩的作用^[2]。为保证牵引电机的可靠性与安全性, 除了需要保证轴承压装质量且与相邻部件保持合理的配合外, 选择合适的轴承安装游隙至关重要, 这直接影响到轴承的旋转精度、负载能力和使用寿命。安装游隙过大可能导致轴承在运转过程中产生较大的振动和噪声, 甚至影响电机的性能; 而安装游隙过小则可能导致轴承在运转时承受较大的热应力和机械应力, 缩短其使用寿命。此外, 由于牵引电机轴承初始游隙、轴承配件尺寸公差存在差异, 即使对于同型号

电机, 多台电机的轴承安装游隙结果也不尽相同。因此, 如何根据电机结构确定该型号电机轴承的安装游隙合理变化区间是高速列车牵引电机安装的难题。

针对该问题, 相关学者和研发人员进行了大量的研究分析。文献[3]通过对大样本牵引电机轴承安装游隙数据进行统计分析, 并根据游隙分布状态确定了转轴的偏心程度, 从而得到牵引电机轴承寿命与游隙的关系变化曲线。文献[4]介绍了风力发电用圆锥滚子轴承安装游隙控制工艺, 主要从关键尺寸和安装质量两方面来控制轴承的安装游隙。文献[5]针对水平轴设计过程中如何计算轴承的工作游隙进行了介绍和说明, 研究分析了由配合关系和内外圈温差引起的径向游隙减少量, 并通过试验验证了其模型的正确性。

上述文献都是针对轴承的安装游隙进行理论分析和初步计算, 但在实际测量安装游隙的过程中, 轴承位于电机内部, 无法伸入塞尺, 仅能通过抬轴的方式测量轴承安装游隙, 这就需要考虑测量过程中滚动体与滚道接触变形对安装游隙产生的影响。此外, 轴承

基金项目: 国家重点研发计划项目(2020YFB2007900); 国家重大技术装备攻关工程项目(系列化中国标准市域列车研制及试验)

通信作者: 李伟, 男, 高级工程师, 主要从事轴承应用与失效形式研究; E-mail: 156789934@163.com

引用格式: 王涛, 薛秀慧, 李伟, 等. CRH380B 高速列车牵引电机轴承安装游隙理论计算模型及验证[J]. 机车电传动, 2025(5): 165-169.DOI: 10.13890/j.issn.1000-128X.2025.03.105.

Citation: WANG Tao, XUE Xiuhui, LI Wei, et al. Theoretical calculation model and verification of installation clearance for traction motor bearings on CRH380B high-speed trains[J]. Electric drive for locomotives, 2025(5): 165-169.DOI:10.13890/j.issn. 1000-128X.2025.03.105.

配合件公差和不同的游隙也会导致安装游隙存在差异。针对上述问题,本文将提出一种牵引电机轴承安装游隙计算模型,可根据电机结构参数、零配件尺寸和接触件弹性形变量,计算得到安装游隙的合理区间,以保障轴承装配质量,并通过试验验证该模型计算结果的准确性。

1 轴承安装游隙计算模型

滚动轴承的游隙是指轴承套圈能够沿径向或轴向由一端的极限位置向另一端极限位置移动的距离,通常包括径向游隙和轴向游隙两种^[6],而安装游隙是指轴承在装配条件下的游隙,转轴从一个极端位置沿径向到另一个极端位置的位移。因此,安装游隙的大小主要取决于轴承外圈与轴承座、内圈与转轴的相对配合,以及轴承内外圈与滚动体接触时产生的弹性形变量。

安装游隙计算公式为

$$C_{\text{安装}} = C_0 - \delta_{\text{内圈}} - \delta_{\text{外圈}} + \delta_{\text{外滚}} + \delta_{\text{内滚}} \quad (1)$$

式中: $C_{\text{安装}}$ 为安装游隙; C_0 为轴承原始游隙; $\delta_{\text{内圈}}$ 为内圈与转轴过盈配合导致的游隙减少量; $\delta_{\text{外圈}}$ 为外圈与轴承座配合导致的游隙变化量; $\delta_{\text{外滚}}$ 、 $\delta_{\text{内滚}}$ 分别为在受力作用下,轴承外圈、内圈与滚动体接触产生的弹性形变量。

参数 $\delta_{\text{内圈}}$ 、 $\delta_{\text{外圈}}$ 可根据轴承外圈与轴承座、轴承内圈与转轴实际配合尺寸计算,具体为:

$$\delta_{\text{外圈}} = \left(D_{\text{轴承}} - d_{\text{轴承座}} \right) \frac{D_e}{D} \quad (2)$$

$$\delta_{\text{内圈}} = \left(D_{\text{转轴}} - d_{\text{轴承}} \right) \frac{d}{d_i} \quad (3)$$

式中: $D_{\text{轴承}}$ 、 $d_{\text{轴承}}$ 为轴承外径和内径; $d_{\text{轴承座}}$ 为轴承座内径; $D_{\text{转轴}}$ 为转轴轴承位处的直径; D 、 d 分别为轴承公称外径和公称内径; D_e 为轴承外圈滚道直径; d_i 为轴承内圈滚道直径。

根据弹性赫兹理论,钢球与平面的接触面呈圆形,与轴承滚道的接触面呈椭圆形^[7],根据其接触参数可以计算轴承内圈、外圈与钢球接触主曲率之和 $\sum \rho$ 和赫兹接触系数 $F(\rho)$,分别为:

$$\sum \rho = \rho_{11} + \rho_{1\text{II}} + \rho_{21} + \rho_{2\text{II}} \quad (4)$$

$$F(\rho) = \frac{|\rho_{11} - \rho_{1\text{II}}| + |\rho_{21} - \rho_{2\text{II}}|}{\sum \rho} \quad (5)$$

式中: ρ 为接触物体的主曲率,下角标 1、2 分别代表 2 个接触物体,下角标 I、II 分别表示主曲率所在平面(如图 1 所示),其值分别是半径 r_{11} 、 $r_{1\text{II}}$ 、 r_{21} 、 $r_{2\text{II}}$ 的倒数,凸面取“正值”,凹面取“负值”。

以深沟球轴承内圈滚道和钢球接触(如图 2 所示)为例,其接触物体的主曲率计算如下:

钢球

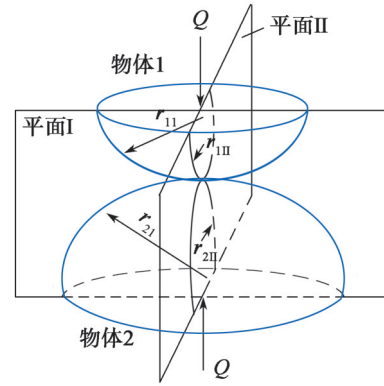


图 1 圆形物体接触示意图

Fig. 1 Illustration of contact between round objects

$$\rho_{11} = \rho_{1\text{II}} = \frac{2}{D_w} \quad (6)$$

内圈

$$\left. \begin{aligned} \rho_{21} &= -\frac{1}{r_i} \\ \rho_{2\text{II}} &= \frac{1}{F/2} = \frac{2}{F} \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

式中: D_w 为钢球直径; r_i 为内滚道半径的 51.5%; F 为轴承沟底圆直径。

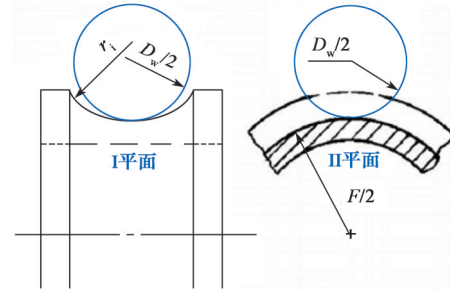


图 2 钢球与轴承内圈接触示意图

Fig. 2 Illustration of ball-to-bearing inner race contact

将式(6)和式(7)的各项参数代入到式(5)中,即可计算出该工况下的赫兹接触系数 $F(\rho)$ 。

根据载荷作用方向,最大承载钢球的载荷^[8]为

$$Q = \frac{5F_r}{Z \cos \alpha} \quad (8)$$

式中: F_r 为施加于轴承的外部径向载荷; Z 为钢球数量; α 为滚动体接触角。

套圈与滚动体接触产生的弹性趋近量 δ 为

$$\delta = e_\delta \sqrt{(\sum \rho) \cdot Q^2} \quad (9)$$

式中: e_δ 为中间系数,可根据赫兹接触系数对应表获取。

根据式(9)可分别得到,在一定载荷作用下,轴承外圈与滚动体、内圈与滚动体接触过程中产生的弹性变形量。将套圈与滚动体接触产生的弹性变形量、装配导致的游隙减少量代入式(1)即可获得轴承在实际装配条件下的安装游隙。

2 轴承安装游隙理论计算

目前, 针对牵引电机轴承安装游隙测量方法包括塞尺法和撬杠法。塞尺法只适用于滚子轴承游隙测量, 而撬杠法既适用于滚子轴承游隙测量, 又适用于深沟球轴承游隙测量, 且操作方法较为简便^[2]。因此, 本文选择撬杠法对 CRH380B 型高速动车组牵引电机轴承装配游隙进行理论计算。

2.1 CRH380B 动车组牵引电机安装测量游隙理论计算

根据文献[9]介绍, 该型号牵引电机轴承布置为双支点结构, 轴承组合方式为“深沟球轴承+圆柱滚子轴承”, 其结构大致如图3所示。

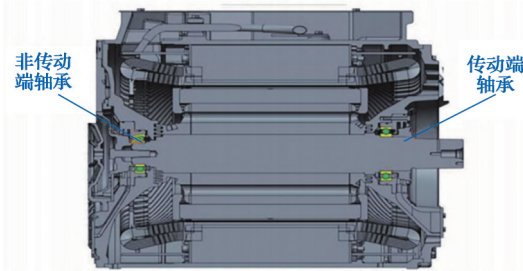


图3 牵引电动机轴承典型布置

Fig. 3 Typical bearing arrangement for traction motors

由图3可以看出, 由于输出转轴伸出部分较短, 无法直接通过撬杠的方式抬起转轴, 故需要借助输出转轴端面螺纹孔安装工艺延伸轴, 通过丝杆或者天车托起工艺延伸轴实现撬杠。

以传动端轴承安装游隙测试为例, 定义转子质量为 m , 电机两端轴承中心距离为 a , 安装游隙测量点到传动端轴承中心的距离为 b , 非传动端轴承到转子质心的距离为 c , 测量原理图如图4所示。

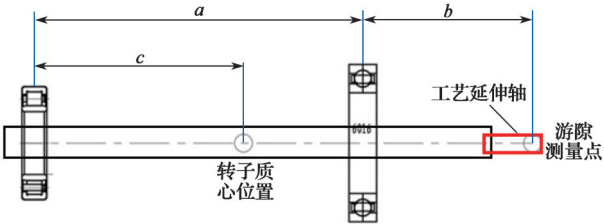


图4 传动端轴承安装游隙测量原理图

Fig. 4 Schematic diagram for measurement of bearing installation clearance at drive end

在向上抬轴过程中, 可以把整个系统简化为以非传动端轴承为支点, 当抬轴力 F 产生的力矩刚好抵消转子重量产生的力矩时, 传动端轴承“6点钟”方向处于临界不受力状态, 此时抬轴力为

$$F = \frac{mg \times c}{a + b}$$
 (10)

代入 CRH380B 型高速动车组牵引电机轴承相关参数, 可得到 $F=685\text{ N}$, 此时轴承不受力, 钢球和套圈之

间未产生弹性变形。

根据工艺参数要求, 在力矩平衡后, 继续向上增加 300 N 的力, 此时轴承“12点钟”方向为主要承力部位。根据式(8)计算可知, 最大承载钢球所载荷 $Q_{\max}=107.1\text{ N}$ 。

将传动端轴承各项参数代入式(4)~式(7)计算并查表, 可获得多项参数的计算结果, 具体如表1所示。

表1 过程参数计算结果

Table 1 Results of process parameter calculations

参数名称	外圈与钢球	内圈与钢球
接触主曲率 $\sum\rho$	0.171	0.175
赫兹接触系数 $F(\rho)$	0.933	0.951
中间系数 e_δ	1.716×10^{-4}	1.875×10^{-4}

将以上计算结果分别代入式(9), 可得到内圈与钢球的接触变形量 $\delta_{\text{内滚}}$ 为 $2.4\text{ }\mu\text{m}$, 外圈与钢球的接触变形量 $\delta_{\text{外滚}}$ 为 $2.2\text{ }\mu\text{m}$ 。

根据传动端轴承内径、外径、转轴轴承位、轴承座内径尺寸公差要求, 并取极限配合尺寸, 可计算得到轴承与转轴、轴承座配合后的最大过盈量和最小过盈量, 以及对轴承游隙的影响, 计算结果如表2所示。

表2 极限过盈量计算结果

Table 2 Results of extreme interference calculations μm

部位	极限	变化量	游隙减少量
外圈与轴承座	最大过盈量 $\delta_{\text{外圈 max}}$	33	30
	最小过盈量 $\delta_{\text{外圈 min}}$	0	0
内圈与转轴	最大过盈量 $\delta_{\text{内圈 max}}$	33	30
	最小过盈量 $\delta_{\text{内圈 min}}$	11	10

当轴承内圈、外圈取最小过盈量, 且传动端轴承取最大游隙 $105\text{ }\mu\text{m}$ 时, 可得到最大安装游隙。根据式(1), 可得最大安装游隙 $C_{\text{安装 max}}=99.6\text{ }\mu\text{m}$ 。同理, 可得最小安装游隙 $C_{\text{安装 min}}=29.6\text{ }\mu\text{m}$ 。

上述计算结果为传动端轴承中心对应的极端安装游隙。为了便于测量和读数, 将其转化为转接延伸轴上测量点处对应的结果 (以下简称“安装测量游隙”), 计算如下:

$$C_{\text{读数}} = C_{\text{安装}} \times \frac{a + b}{a}$$
 (11)

根据计算可得, 最大安装测量游隙 $C_{\text{读数 max}}=128.5\text{ }\mu\text{m}$, 同理可得最小安装测量游隙 $C_{\text{读数 min}}=38.2\text{ }\mu\text{m}$ 。

由计算结果可知, 当 CRH380B 型高速动车组牵引电机轴承安装游隙在 $38.2\sim128.5\text{ }\mu\text{m}$ 时, 认为轴承压装过程正常, 可满足正常工作要求。

2.2 抬轴对安装测量游隙影响分析

在抬轴过程中, 可以理解为待测量轴承外圈固定在轴承座不动的前提下, 转轴以另一端轴承为支点旋转一定角度, 导致待测轴承内外圈产生一定的偏转角

度，因此需要分析该角度对轴承安装测量游隙的影响。

以传动端为例，根据前文介绍可知，轴承的最大安装游隙为

$$C_{\text{安装max}} = C_{\text{max}} - \delta_{\text{外圈min}} - \delta_{\text{内圈min}} = 0.095 \text{ mm} \quad (12)$$

假设抬轴导致轴承的径向游隙完全消失，此时对应的轴承偏转角度 α 最大，该数值为

$$\alpha_{\text{max}} = \arctan\left(\frac{C_{\text{安装max}}}{a}\right) = \arctan\left(\frac{0.095}{459.5}\right) = 43'' \quad (13)$$

根据轴承设计手册，可通过以下公式计算得到轴承偏转对径向游隙影响值：

内圈倾角 θ_i

$$\cos \theta_i = 1 - \frac{C_0[(2f_i - 1)D_w - 0.25\Delta C_0]}{2D_{pw}[D_{pw} + (2f_i - 1)D_w - 0.5\Delta C_0]} \quad (14)$$

外圈倾角 θ_e

$$\cos \theta_e = 1 - \frac{C_0[(2f_e - 1)D_w - 0.25\Delta C_0]}{2D_{pw}[D_{pw} - (2f_e - 1)D_w + 0.5\Delta C_0]} \quad (15)$$

角度游隙 α

$$\alpha = \theta_i + \theta_e \quad (16)$$

式中： D_{pw} 为钢球中心到轴承中心的距离； f_i 为轴承内圈沟曲率半径与钢球直径的比值； f_e 为轴承外圈沟曲率半径与钢球直径的比值； ΔC_0 为轴承径向游隙。

将相关轴承参数代入式(14)~式(16)可得到，转轴偏转43"就到达了极限位置处，导致安装游隙减小0.29 μm 。

根据式(10)计算该角度对安装游隙的影响，反映在测量端结果为0.37 μm ，即在千分表测量位置，转轴偏转到极限位置对径向游隙的影响仅为0.37 μm 。从数值结果来看，撬杠法对轴承径向游隙的影响较小，可忽略不计。

3 牵引电机轴承安装游隙测试与分析

为验证上述理论分析的有效性，开展了安装测量游隙验证试验。本次试验主体为CRH380B型高速动车组牵引电机，试验中使用某厂家的6016轴承作为试验对象，分别对3台电机开展验证试验，试验仍采用撬杠法完成安装游隙的测量。

试验前测量了轴承的内径、外径、游隙、转轴轴承位直径、轴承座内径，具体测试结果如表3所示，试验结果均合格。

测量过程如图5所示。通过旋转丝杆持续抬起转轴，并根据力传感器读数精确控制抬轴力，直至达到工艺要求，待千分表指针稳定，3台电机实际安装测量游隙结果分别为83.5、80.5、96.2 μm 。

根据轴承配合件尺寸对轴承安装测量游隙进行理论计算。

将轴承座、转轴和轴承相关参数代入式(2)和式(3)，可以计算得到3台电机装配导致的安装游隙减少量分别

表3 测试结果汇总表
Table 3 Summary of test results μm

部位	测量项点	测量结果或对应公差		
		电机1	电机2	电机3
轴承	游隙	98.3	90.0	99.0
	外径	-8.0	-9.0	-9.0
	内径	-5.0	-8.0	-7.0
转轴	轴承位直径	18.0	15.0	15.0
轴承室	内径	-24.0	-21.0	-20.0
安装测量游隙		83.5	80.5	96.2

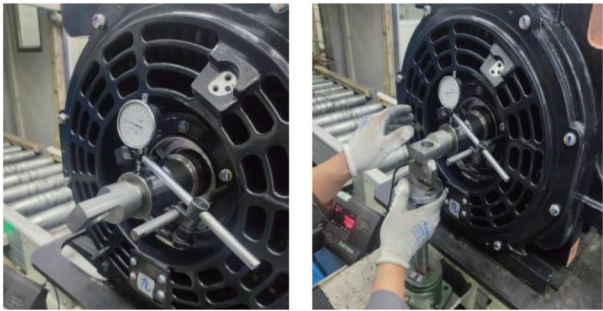


图5 安装游隙实际测量方式

Fig. 5 Actual measurement methods of installation clearance

为35.5、31.8、34.6 μm ，同时根据工艺参数计算抬轴力导致钢球与轴承内、外圈接触引起的弹性形变量共为4.6 μm ，最终可获得3台电机传动端轴承理论安装游隙应为67.4、62.8、73.6 μm 。此外，根据电机结构并结合式(11)，从传动端轴承中心安装游隙转换到实际测量点对应测量结果的转换系数约为1.29，因此3台电机安装测量游隙理论计算值分别为86.9、81.0、94.9 μm 。

对比3组试验安装测量游隙理论计算和实际测量结果，分别相差3.4、0.5、1.3 μm ，去除测量误差和理论计算过程中有效数字保留位数对结果的影响，理论计算结果与实测结果较为接近，这验证了该理论计算方法的有效性。

4 结论

本文根据赫兹接触理论，结合牵引电机轴承在实际压装过程中与相邻配件的配合关系，建立基于牵引电机结构的安装游隙理论计算模型。该模型具有以下特点：

①计算模型考虑了撬杠过程中由滚动体与内外滚道挤压产生的弹性形变量，提升了安装游隙的计算精度，并开展了理论分析，排除了撬杠导致的内外圈之间偏转对安装测量游隙的影响。

②根据赫兹接触理论，结合CRH380B型高速动车组牵引电机结构参数，推导出了该型牵引电机轴承安装测量游隙的合理变化区间，为判定该型电机轴承压装质量提供了数值依据。

③通过试验验证，理论计算结果与实际测量结果相一致，表明本文所提的安装游隙计算模型的正确性，

并为确定其他型号牵引电机轴承安装游隙合理变化区间提供了一种新思路。

参考文献:

- [1] 新华社. 4.8万公里! 我国高铁运营里程再创新纪录[N/OL]. (2024-01-09) [2024-05-31]. https://www.gov.cn/zhengce/jiedu/tujie/202401/content_6925068.htm.
Xinhua news agency. 48,000 kilometers! China's high-speed rail operating mileage sets a new record[N/OL]. (2024-01-09) [2024-05-31]. https://www.gov.cn/zhengce/jiedu/tujie/202401/content_6925068.htm.
- [2] 王涛, 石永进, 李继伟, 等. 优化VMD在高速列车牵引电机轴承故障诊断中的应用[J]. 机车电传动, 2022(4): 180-186.
WANG Tao, SHI Yongjin, LI Jiwei, et al. Application of optimized VMD in fault diagnosis of motor bearings of high-speed train[J]. Electric drive for locomotives, 2022(4): 180-186.
- [3] 耿民, 赵鹏宇, 李晓阳, 等. 动车组牵引电机轴承游隙测试及其寿命分析[J]. 机车电传动, 2022(4): 166-171.
GENG Min, ZHAO Pengyu, LI Xiaoyang, et al. Bearing clearance test and lifetime analysis for EMU traction motor[J]. Electric drive for locomotives, 2022(4): 166-171.
- [4] 董营, 吕超, 赵登利, 等. 风机主轴用单列圆锥滚子轴承安装游隙控制工艺[J]. 轴承, 2019, 39(8): 19-21.
DONG Ying, LYU Chao, ZHAO Dengli, et al. Control process for assembly clearance of single row tapered roller bearings for wind turbine mainshaft[J]. Bearing, 2019, 39(8): 19-21.
- [5] 耿金萍, 管培鹏, 赵戈. 水平轴设计中轴承游隙的计算与选择[J]. 装备制造技术, 2020(2): 67-69.
GENG Jinping, GUAN Peipeng, ZHAO Ge, et al. Calculation and selection of bearing clearance in design of horizontal axis[J]. Equipment manufacturing technology, 2020(2): 67-69.
- [6] 张鑫, 王皓. YKK500-2电机轴承工作游隙计算[J]. 中国设备工程, 2017(3): 121-122.
ZHANG Xin, WANG Hao. Calculation of working clearance of motor bearings[J]. China plant engineering, 2017(3): 121-122.
- [7] 涂文兵, 张桂源, 罗丫, 等. 基于滑移非理想赫兹接触的滚动轴承振动特性分析[J]. 振动与冲击, 2024, 42(5): 30-38.
TU Wenbing, ZHANG Guiyuan, LUO Ya, et al. Vibration characteristics analysis of rolling bearing based on sliding non-ideal Hertz contact[J]. Journal of mechanical engineering, 2020, 42(5): 30-38.
- [8] 徐鹤琴. 滚动轴承内部载荷序列分析与寿命计算[D]. 杭州: 浙江大学, 2017.
XU Heqin. Internal load sequence and life analysis of rolling bearings[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2017.
- [9] 李秋泽, 谌亮, 徐建新, 等. 高速动车组用滚动轴承失效模式及对策展望[J]. 轴承, 2024(3): 1-8.
LI Qiuzhe, CHEN Liang, XU Jianxin, et al. Failure modes of rolling bearings for high-speed EMUs and prospects for countermeasures[J]. Bearing, 2024(3): 1-8.

Theoretical calculation model and verification of installation clearance for traction motor bearings on CRH380B high-speed trains

WANG Tao^{1,2}, XUE Xiuhui¹, LI Wei^{1,2}, ZHANG Lei¹

(1. CRRC Yongji Electric Co., Ltd., Yongji, Shanxi 044502, China;

2. Shanxi Key Laboratory of Traction Motor for Rail Transit, Yongji, Shanxi 044502, China)

Abstract: This paper presents a theoretical calculation model to address the existing absence of effective means for determining a reasonable range of measured clearance for the installation of traction motor bearings on high-speed trains. In addition to calculating clearance reduction based on the fit relationship between the bearings and adjacent components, this model took into account the elastic deformation occurring between the rolling elements and the raceways as a result of bearing lifting during measurement. The Hertz contact theory was introduced to calculate this elastic deformation. This study also investigated the impact of this elastic deformation on measured installation clearance. Theoretical analysis and experiments showed that the measured installation clearance, theoretically calculated using the proposed method, closely aligned with the actual results. Furthermore, a reasonable range of measured installation clearance was determined for the traction motor bearings of CRH380B high-speed trains based on their structural parameters. This result provides a quantitative basis for determination to ensure the press fitting quality of traction motor bearings for this train model, and also provides a new approach for addressing similar issues for motors of other models.

Keywords: high-speed train; high-speed EMU; motor bearing; measured installation clearance; Hertz contact; traction motor