

文章编号:1005-0523(2020)05-0107-07

高速列车轴箱轴承滚动体打滑特性研究

涂文兵,陈超,项云鹏

(华东交通大学机电与车辆工程学院,江西 南昌 330013)

摘要:滚动体打滑会加剧轴承的磨损和振动,对高速列车轴箱轴承的寿命和稳定性造成重要影响。文章以高速列车轴箱双列圆柱滚子轴承为研究对象,考虑兜孔间隙与径向游隙等因素,建立轴承二维有限元模型,利用中心差分法对模型进行显式动力学求解,分析平稳工况、减速工况和轨道激励工况下滚动体的打滑特性。结果表明:在稳定工况和轨道激励工况时,滚动体与外圈滑移速度 RMS 值更大;在减速度工况时,滚动体与内圈滑移速度 RMS 值更大,且随着减速度的增大,增加更明显。

关键词:高速列车;轴箱轴承;变工况;滚动体打滑

中图分类号:TH133.33 **文献标志码:**A

本文引用格式:涂文兵,陈超,项云鹏. 高速列车轴箱轴承滚动体打滑特性研究[J]. 华东交通大学学报,2020,37(5):107-114.

Citation format: TU W B, CHEN C, XIANG Y P. Research on slippage characteristics of rolling elements of high-speed train axle box bearings[J]. Journal of East China Jiaotong University, 2020, 37(5): 107-114.

DOI:10.16749/j.cnki.jecjtu.2020.05.016

随着高速列车的发展,列车对于运行稳定性、安全性的要求越来越高,轴箱轴承运行环境也越来越复杂。轴承滚动体发生打滑时会加剧轴承内外圈的损坏并产生较大的热量,影响轴承安全性和使用寿命。

针对轴承滚动体打滑特性的研究,国内外学者进行了大量的研究工作。Jones A B^[1]采用拟静力学方法建立了轴承模型,并提出套圈控制理论,较早的对轴承滚动体打滑特性进行了研究。Ashtekar A 和Sadeghi F^[2]建立了轴承有限元模型和具有 6 自由度动态离散单元模型,研究了柔性保持架和刚性保持架对轴承滚动体打滑特性的影响,结果表明在刚性保持架下,滚动体打滑更严重。Chen J 等^[3]通过建立滚动轴承的动力学模型,研究了在不同润滑条件下滚动体的打滑情况,结果表明润滑条件下的滚动体在承载区打滑更严重,在非承载区打滑持续的时间更长。曹伟等^[4]通过建立圆柱滚子轴承的动力学模型研究了润滑剂对滚动体动态特性的影响,结果表明润滑剂流变模型和流体动压力计算方法对滚动体打滑有较大的影响。涂文兵等^[5]通过建立轴承滚动体打滑的动力学模型,研究了稳定工况下滚动体与内外圈在轴承不同区域的打滑特性,结果表明滚动体在轴承承载区前段打滑最严重,同时轴承转速的增加会加剧滚动体在承载区前段的打滑。刘延斌等^[6]通过建立圆柱滚子轴承的动力学模型,研究了在高速轻载工况下保持架弧面兜孔的弧面偏置角和弧面半径对滚动体打滑的影响,结果表明当弧面偏置角为锐角且弧面半径显著比滚子半径大时,滚动体的打滑将得到抑制。韩勤锴等^[7]在考虑轴承滚子凸度、径向间隙的情况下,建立了变载偏斜的圆柱滚子轴承动力学模型,研究了在变载荷工况下滚动体的打滑特性,结果表明径向载荷会影响滚动体打滑的最大速度和打滑周期。盖利森和张卫华^[8]和查浩等^[9]在考虑轨道激励的情况下,分别建立了高速列车轴箱轴承三维动力学模型和具有 6 自由度滚子与保持架的轴箱轴承动力学模型,对高速列车轴箱轴承在轨道激励工况下的振动特性、各元件的接触力变化和保持架运动稳定性进行了研究,但文章并未涉及对轴箱轴承滚动体打滑特性的研究。由上述文献可以看出,国内外很多学者都对轴承滚动体打滑特性进行了研究,但是对于高速列车轴箱轴承滚动体打滑特性的研究较少,特别是考虑了轨道激励下轴箱轴承滚动体打滑特性的研究更少。

收稿日期:2020-04-29

基金项目:国家自然科学基金(51965018)

作者简介:涂文兵(1983—),男,副教授,博士,研究方向为非线性有限元分析与滚动轴承动力学。E-mail:twb-2001@163.com。

因此本文以高速列车轴箱双列圆柱滚子轴承为研究对象,建立轴承二维有限元模型,并将模型导入到LS-DYNA 软件中,运用中心差分法对模型进行显式动力学求解,研究了轴承滚动体在不同工况下的打滑特性,为高速列车轴箱轴承运行的稳定性和安全性提供了一定的理论基础。

1 有限元模型的建立

1.1 轴承结构参数与网格划分

本文以高速列车轴箱双列圆柱滚子轴承作为研究对象,为模拟轴承实际工作状态,将圆柱滚子轴承模型与轴承座模型相结合,建立有限元模型。模型的主要参数如表 1 所示^[10]。

本文假设轴箱双列圆柱滚子轴承每列滚子承受的载荷相同,轴箱轴承只承受径向载荷,不承受轴向载荷。因为轴承结构较为复杂,滚动体数目比较多,为了节约计算时间并在保证计算精度的情况下,建立单列圆柱滚子轴承的二维有限元模型。

与仅支持 Lagrangian 算法的 PLANE162 平面单元相比,SHELL163 壳单元支持 12 种不同的算法,因此选用具有四节点的 SHELL163 壳单元对模型进行网格划分以提高模型计算精度,将 SHELL163 壳单元设置为平面应变单元,此时单元中的每个节点只有在 XY 平面内的位移自由度。四边形网格较三角形网格更加稳定,计算时更加容易收敛,计算精度更高。根据模型的几何形状,将滚动体划分为四边形与三角形混合网格,模型其余部分划分为四边形网格,划分结果如图 1 所示。模型共有 125 860 个网格,其中四边形网格 124 220 个,三角形网格 1 640 个。

1.2 材料与接触设置

在实际工作中轴箱轴承与轴承座几乎不发生塑性变形,在考虑只发生弹性应变的情况下,将模型的材料属性设置为线弹性材料。轴承各元件及轴承座的材料参数为密度 $\rho=7\ 850\text{ kg/m}^3$,弹性模量 $E=200\text{ GPa}$,泊松比 $\mu=0.3$ 。

相较于点-面接触,面-面接触更适用于处理两接触面之间存在较大相对滑动的情况,又因本模型为二维模型,所以将滚动体与保持架、滚动体与内外圈以及轴承外圈与轴承座之间的接触方式设置为二维自动面-面接触。为了真实模拟轴承各元件之间的接触关系^[10],在不考虑润滑情况下,将轴承外圈与轴承座之间的动、静摩擦系数分别设置为 0.01 和 0.1,滚动体与保持架以及滚动体与内外圈之间的动、静摩擦系数设置为 0.005 和 0.05。

1.3 边界条件与载荷的施加

在实际工作中,轴箱轴承与车轴及轴箱间都为过盈配合,且接触处的变形较小,故将轴承外圈最外侧网格单元以及内圈最内侧网格单元设置成刚体。为了避免轴承座在 X 方向运动,对轴承座施加 X 方向的位移

表 1 轴承结构参数
Tab.1 Bearing structure parameters

参数	数值
轴承座高度(中心) H/mm	40
轴承座宽度 B/mm	160
轴承外径 D/mm	220
滚动体个数 Z	24
兜孔间隙 δ/mm	0.35
轴承节径 d_m/mm	181.96
滚动体直径 D_w/mm	18
径向游隙 s/mm	0.04
轴承内径 d/mm	153.96

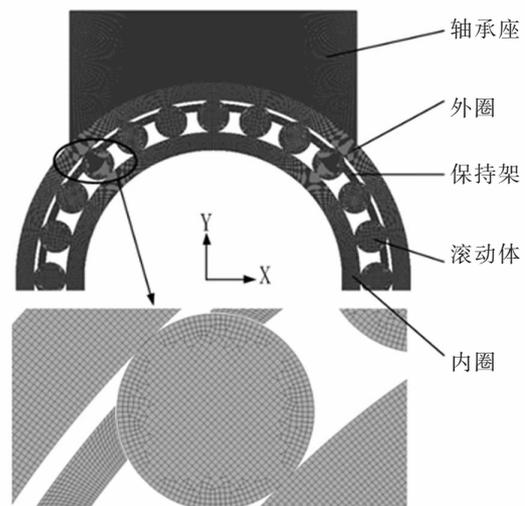


图 1 轴承及轴承座有限元模型

Fig.1 Finite element model of bearing and housing

约束,此时轴承座只有 Y 方向的位移自由度;对轴承内圈最内侧刚体单元施加在 XY 平面的位移约束,此时轴承内圈只能绕 Z 轴旋转。

本文分析的工况类型分别为:稳定工况、匀减速工况和轨道激励工况。稳定工况选取了 150,250,350 和 450 km/h 4 种不同列车运行速度,故轴承内圈对应的转速分别为 90.579,150.966,211.353 和 271.739 rad/s;在减速度工况下选取轴承内圈转速初速度为 181.159 rad/s,减速度分别为 45,90,135 和 180 rad/s² 的 4 种减速情况;轨道激励工况时选取列车运行速度为 350 km/h,此时轴承内圈转速为 211.353 rad/s。根据不同的工况条件,在轴承内圈最内侧节点上施加相应的转速。

某型高速列车轴重约为 11 t,每根车轴有两组轴箱轴承,因为本模型建立的是单列圆柱滚子轴承,且在稳定工况和减速度工况时,假设轴承承受的载荷稳定,所以在稳定工况和减速度工况时,在轴承座上施加 27 500 N 的力,方向为 Y 负方向。由于轨道的不平顺性,在列车实际行驶中,轴箱轴承受到的轨道激励是不稳定的。根据盖利森和张卫华^[8]的研究可知,在考虑轨道激励情况下,轴箱轴承受到的径向载荷近似于在稳定载荷的基础上施加一个正弦函数载荷。所以在轨道激励载荷工况下,在轴承座施加的轨道激励载荷包括稳定载荷与正弦函数载荷两部分,其中稳定载荷为 27 500 N,正弦函数载荷分为振动频率 50 Hz,振幅 5 000 N;振动频率 100 Hz,振幅 5 000 N;振动频率 200 Hz,振幅 5 000 N;振动频率 100 Hz,振幅 2 500 N;振动频率 100 Hz,振幅 7 500 N 5 种,载荷方向为 Y 负方向。将模型进行显式动力学分析时,为了增加模型计算的稳定性和精确性,在设置载荷和转速曲线时,设置曲线经过 0.01 s 由零匀速增加到稳定值。

2 模型验证与结果分析

2.1 模型验证

通过查阅文献可得稳定工况下轴承保持架转速和滚动体自转转速的理论值^[11-12],并与其仿真值的平均值进行对比,验证有限元模型的准确性。理论公式如下所示

$$n_m = \frac{1}{2} [n_i(1-\gamma) + n_o(1+\gamma)] \tag{1}$$

$$n_R = \frac{d_m n_i}{2D_\omega} (1-\gamma^2) \tag{2}$$

$$\gamma = D_\omega \cos\alpha / d_m \tag{3}$$

其中: n_m 为保持架理论公转转速, rpm; n_R 为滚动体理论自传转速, rpm; n_i 为轴承内圈转速, rpm; n_o 为轴承外圈转速, rpm; D_ω 为滚动体直径, mm; d_m 为滚动体节圆直径, mm; α 为接触角。

对比结果如表 2 所示。由表 2 可知,本模型得到的仿真值与理论值较为接近,误差小于 1%,故可证明本轴箱轴承有限元模型的准确性。

表 2 仿真值与理论值对比表
Tab.2 Comparison of simulated value and theoretical value

车速/(km/h)	保持架平均转速/(rad/s)			滚动体承载区平均自转转速/(rad/s)		
	理论值	仿真值	误差/%	理论值	仿真值	误差/%
150	40.8	40.7	0.25	453.3	452.4	0.20
250	68.0	67.9	0.14	755.6	754.5	0.15
350	95.2	95.1	0.11	1 057.8	1 056.3	0.14
450	122.4	122.3	0.08	1 360.1	1 358.7	0.10

2.2 结果分析与讨论

1) 滑移速度公式

滚动体与内外圈的滑移速度可定义为滚动体与内外圈在接触处的线速度差,由公式可表示为^[13-14]

$$V_{ij} = \frac{1}{2}(d_m - D_\omega)(\omega - \omega_c) - \frac{1}{2}D_\omega\omega_{\omega_j} \quad (4)$$

$$V_{\omega_j} = \frac{1}{2}(d_m + D_\omega)\omega_c - \frac{1}{2}D_\omega\omega_{\omega_j} \quad (5)$$

式中： V_{ij} 为滚动体与内圈的滑移速度，m/s； V_{ω_j} 为滚动体与外圈的滑移速度，m/s； d_m 为轴承节圆直径，mm； D_ω 为滚动体直径，mm； ω 为轴承内圈角速度，rad/s； ω_c 为滚动体公转角速度，rad/s； ω_{ω_j} 为滚动体自转角速度，rad/s。

2) 稳定工况下滚动体打滑特性

根据仿真结果并结合滚动体与内外圈滑移速度公式计算出列车运行速度为 350 km/h 时滚动体与轴承内外圈的滑移速度，见图 2。由图 2 可知，滚动体在承载区与内外圈的滑移速度较小，在非承载区与内外圈的滑移速度较大；相较于在非承载区，在承载区时滚动体与内外圈滑移速度变化的值小得多。这是因为在承载区时滚动体与内外圈的接触力大，则滚动体与内外圈的摩擦力大，较大的摩擦力使得滚动体与内外圈的滑移速度小且变化值也小；在非承载区时内外圈之间的间隙增大，滚动体与内外圈发生碰撞，此时滚动体与内外圈之间的摩擦力小且不连续，滚动体与内外圈的滑移速度大且变化值也大。

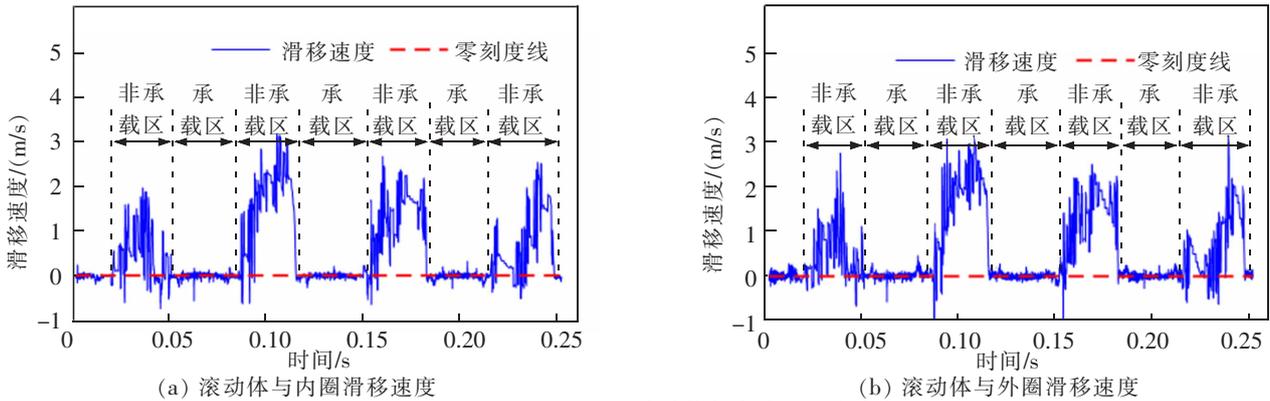


图 2 350 km/h 工况下滚动体与内外圈滑移速度

Fig.2 Sliding speed between rolling elements and raceways at 350 km/h

在承载区时滚动体与内外圈的接触力较大，此时发生的相对滑动对轴承内外圈的磨损影响更大，所以本文将研究滚动体与内外圈在承载区的滑移速度情况。在承载区时轴承与内外圈的滑移速度是波动值，因此用滑移速度的均方根(root mean square, RMS)值来反映滑移速度的大小。

根据在不同列车运行速度下滚动体与内外圈在承载区的滑移速度计算其 RMS 值，并做出图 3。由图 3 可以看出，滚动体与内外圈的滑移速度 RMS 值都随着车速的增加而增加，且滚动体与外圈滑移速度的 RMS 值大于滚动体与内圈滑移速度的 RMS 值。这是因为在承载区时，滚动体的自转转速和公转转速都随着列车运行速度的增加而增加，滚动体的运动不稳定性加剧，使得滚动体在承载区与内外圈的滑移速度加大。所以随列车运行速度的增加，滚动体在承载区与内外圈的滑移速度 RMS 值会增加。由图 3 可知，在承载区时滚动体与内外圈的滑移速度在零刻度附近波动，这主要是由于滚动体与保持架的碰撞使得滚动体与内外圈产生了瞬时的滑移速度。由滑移速度公式可知，当保持架与滚动体的碰撞使得滚动体公转转速 ω_c 发生变化时，滚动体与外圈滑移速度

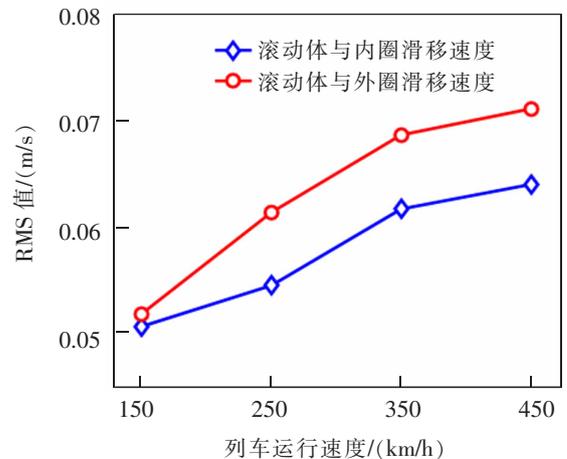


图 3 承载区滚动体与内外圈滑移速度 RMS 值
Fig.3 RMS values of sliding speed between rolling elements and raceways in load bearing area

的变化值大于滚动体与内圈滑移速度的变化值。所以在承载区时滚动体与外圈滑移速度的 RMS 值大于与内圈滑移速度的 RMS 值。

3) 减速度工况下滚动体打滑特性

根据仿真数据并结合滑移速度公式计算出减速度为 180 rad/s^2 时滚动体与内外圈的滑移速度, 见图 4。由图 4 可知, 在承载区时, 滚动体与内圈的滑移速度较为稳定且小于零, 滚动体与外圈的滑移速度在零附近波动。这是因为轴承减速时, 内圈转速急剧减小, 滚动体由于惯性作用, 其实际公转转速大于理论公转转速, 滚动体在与内圈接触处的线速度大于内圈在此处的线速度, 滚动体与内圈之间产生负打滑; 轴承减速时外圈不发生转动, 滚动体与外圈之间较大的接触力使滚动体与外圈产生的滑移速度很小, 在零附近波动。

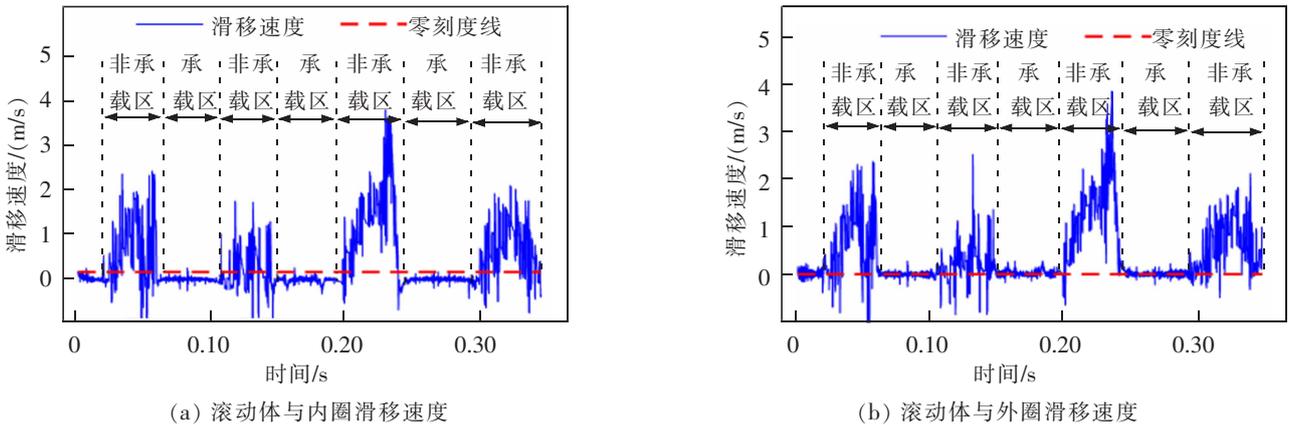


图 4 在减速度为 180 rad/s^2 下滚动体与内外圈的滑移速度

Fig.4 Sliding speed between rolling elements and raceways at a deceleration of 180 rad/s^2

根据在不同减速度情况下滚动体与内外圈在承载区的滑移速度计算出其 RMS 值, 见图 5。由图 5 可以看出, 随着减速度值的增加, 滚动体与外圈滑移速度的 RMS 值增加较为缓慢, 与内圈滑移速度的 RMS 值增加较快。

由滚动体与内外圈滑移速度公式可知, 当滚动体不发生打滑时, 此时: $V_{ij}=V_{oj}=0$, 即: $\frac{1}{2}(d_m-D_o)(\omega-\omega_c)=\frac{1}{2}(d_m+D_o)\omega_c=\frac{1}{2}D_o\omega_{bj}$ 。根据滚动体公转转速和在承载区自转转速的仿真结果, 计算出其仿真值与理论值的平均差值, 见图 6。由图 6 可以看出, 随着减速度的增大, 滚动体在承载区自转转速与公转转速仿真值与理论值的平均差值越来越大, 所以当减速度值越大时, $\frac{1}{2}(d_m-D_o)(\omega-\omega_c)$ 的值越低于理论值, $\frac{1}{2}D_o\omega_{bj}$ 的值越高于理论值, 因此 V_{ij} 的值小于零, 且 V_{ij} 的绝对值随着减速度值的增加而增加, 此时滚动体与内圈为负打滑; 而随着减速度值的增大, $\frac{1}{2}(d_m+D_o)\omega_c$ 与 $\frac{1}{2}D_o\omega_{bj}$ 的值都增大, 但后者的增加幅度略大于前者的增加幅度, 因此随着减速度值的增加, V_{oj} 的绝对值缓慢增加。所以当减速度值增大时, 滚动体与内外圈在承载区滑移速度的 RMS 值都在增加, 且滚动体与外圈在承载区滑移速度 RMS 值增加缓慢, 与内圈在

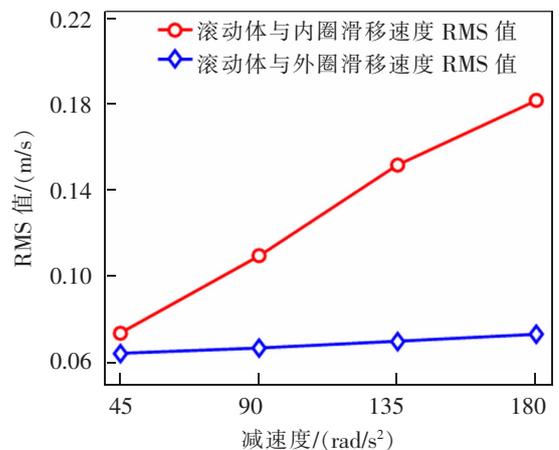


图 5 减速度工况下滚动体与内外圈在承载区滑移速度 RMS 值

Fig.5 RMS value of sliding speed between rolling elements and raceways in the bearing area under deceleration conditions

承载区滑移速度 RMS 值增加较快。

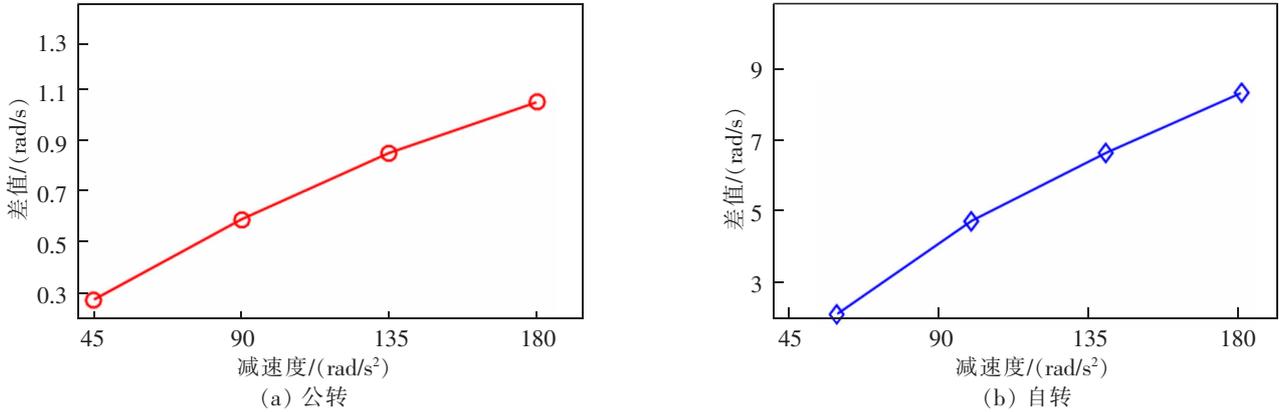


图 6 不同减速度下在承载区滚动体公转转速和自转转速仿真值与理论值的平均差值

Fig.6 The average difference between the simulated and theoretical values of the revolution and rotation speeds in the bearing area under different deceleration

4) 轨道激励工况下滚动体打滑特性

通过计算滚动体与内外圈的滑移速度并做出在振幅为 5 000 N, 振动频率为 100 Hz 的轨道激励下滚动体与内外圈滑移速度图, 如图 7 所示。由图 7 可以看出, 在轨道激励工况下滚动体与内外圈滑移速度与稳定工况类似, 在非承载区时滚动体与内外圈滑移速度较大且不稳定, 在承载区时滚动体与内外圈滑移速度较小, 但与稳定工况下滚动体与内外圈滑移速度图 2 相比, 轨道激励工况下滚动体与内外圈在承载区滑移速度的波动更大。这可能是因为滚动体与内外圈的接触力在轨道激励的作用下发生波动, 滚动体的运动不稳定性增大, 使得滚动体与内外圈在承载区滑移速度波动增大。

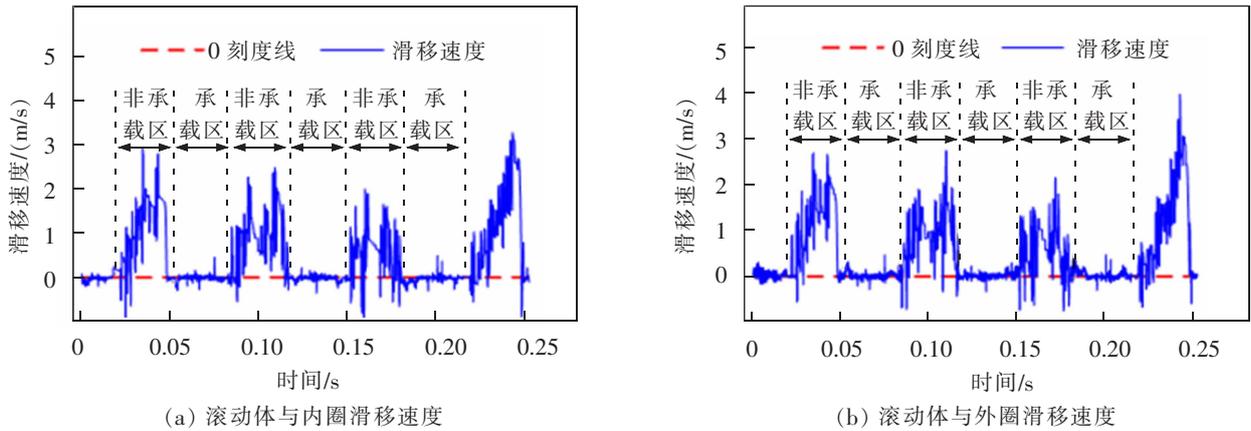


图 7 振幅为 5 000 N、振动频率为 100 Hz 轨道激励下滚动体与内外圈滑移速度

Fig.7 Sliding speed between rolling elements and raceways under orbital excitation with 5000 N amplitude and 100 Hz vibration frequency

根据在不同轨道激励工况下滚动体与内外圈在承载区滑移速度的数值计算出其 RMS 值, 见图 8。由图 8 可以看出, 随着轨道激励振动幅度与振动频率的增加, 滚动体与内外圈在承载区滑移速度 RMS 值都在增大。这可能是因为轨道激励振动幅度的增大, 使得滚动体与内外圈接触力的变化幅度增加, 轨道激励振动频率的增大, 使得滚动体与内外圈接触力的变化频率加快, 这两者都会影响到滚动体在承载区的运动稳定性, 使得滚动体与内外圈在承载区滑移速度的波动增大。所以随着轨道激励振动幅度和振动频率的增加, 滚动体与内外圈在承载区滑移速度的 RMS 值都增大。

由图 8 也可以看出, 滚动体在承载区与外圈滑移速度的 RMS 大于与内圈滑移速度的 RMS 值。这是因为滚动体在承载区时, 由于与保持架的碰撞使得滚动体的公转转速发生瞬时的波动, 由滚动体与内外圈滑

移速度公式可知,当滚动体的公转转速 ω_c 发生变化时, V_{ij} 的变化幅值大于 V_{ij} 的变化幅值。所以在承载区滚动体与外圈滑移速度的RMS值大于与内圈滑移速度的RMS值。

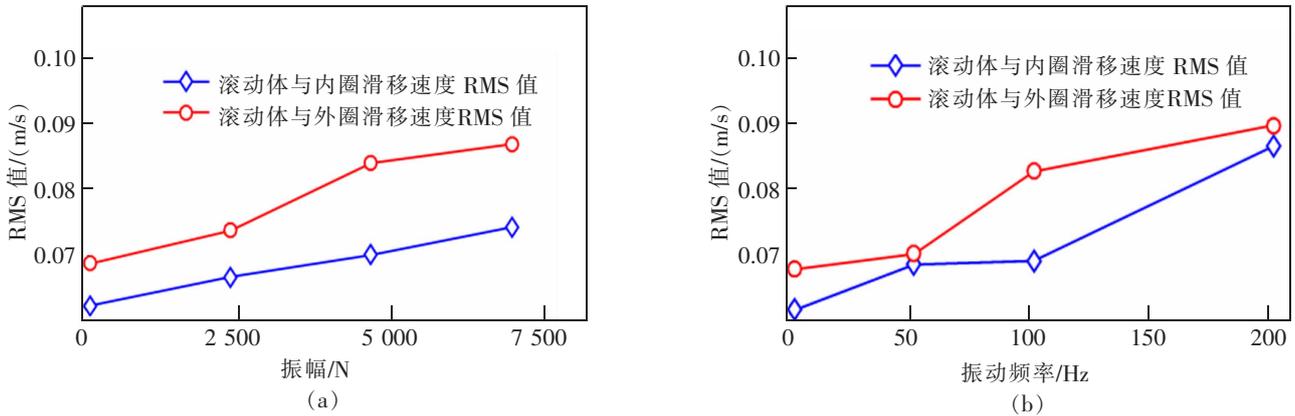


图8 轨道激励工况下滚动体与内外圈在承载区滑移速度 RMS 值

Fig.8 RMS value of sliding speed between rolling elements and raceways in the load bearing area under track excitation

3 结论

1) 在稳定工况时,随着列车运行速度的增加,滚动体与内外圈在承载区滑移速度的RMS值增大,且滚动体与外圈滑移速度的RMS值大于与内圈滑移速度的RMS值。

2) 在减速度工况时,随着减速度值的增大,滚动体与内外圈在承载区滑移速度的RMS值都增大,且与内圈滑移速度的RMS值增加更明显。

3) 在轨道激励工况时,随着轨道激励振动幅度与振动频率的增加,滚动体与内外圈在承载区的滑移速度RMS值都相应增大,且滚动体与外圈滑移速度RMS值大于滚动体与内圈滑移速度RMS值。

参考文献:

- [1] JONES A B. Ball motion and sliding friction in ball bearings[J]. Journal of Basic Engineering, 1959, 81(1):1-12.
- [2] ASHTEKAR A, SADEGHI F. A new approach for including cage flexibility in dynamic bearing models by using combined explicit finite and discrete element methods[J]. Journal of Tribology, 2012, 134(4):041502.
- [3] CHEN J, LIU J, SHAO Y M, et al. Vibration modeling of lubricated rolling element bearing considering skidding in loaded zone[J]. Journal of Failure Analysis and Prevention, 2014, 14:809-817.
- [4] 曹伟,王家序,蒲伟,等. 润滑剂的黏弹性与动压力对圆柱滚子轴承打滑的影响[J]. 中南大学学报(自然科学版), 2018, 49(2):345-352.
- [5] 涂文兵,何海斌,罗丫,等. 滚动轴承稳定工况下的滚动体打滑动力学分析[J]. 振动与冲击, 2019, 38(6):94-99.
- [6] 刘延斌,邱明,张占立. 圆弧兜孔圆柱滚子轴承的动态不稳定规律特性研究[J]. 振动与冲击, 2019, 38(5):53-59.
- [7] 韩勤锴,李兴林,闫国斌,等. 变载偏斜圆柱滚子轴承打滑动力学分析[J]. 机械工程学报, 2017, 53(9):58-65.
- [8] 盖利森,张卫华. 高速列车轴箱轴承动力学分析[J]. 哈尔滨轴承, 2016, 37(1):3-7.
- [9] 查浩,任尊松,徐宁. 高速动车组轴箱轴承振动特性[J]. 机械工程学报, 2018, 54(16):144-151.
- [10] SINGH S, KÖPKE U G, HOWARD C Q, et al. Analyses of contact forces and vibration response for a defective rolling element bearing using an explicit dynamics finite element model[J]. Journal of Sound & Vibration, 2014, 333(21):5356-5377.
- [11] HARRIS T A. Rolling bearing analysis[M]. New York: Wiley-Interscience, 2001.
- [12] JIANG S N, CHEN X Y, GU J M, et al. Friction moment analysis of space gyroscope bearing with ribbon cage under ultra-low oscillatory motion[J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2014, 27(5):1301-1311.
- [13] HARRIS T A. An analytical method to predict skidding in high speed roller bearing[J]. Tribology Transactions, 1966, 9(3):229-241.
- [14] 邓四二,顾金芳,崔永存,等. 高速圆柱滚子轴承保持架动力学特性分析[J]. 航空动力学报, 2014, 29(1):207-215.

Research on Slippage Characteristics of Rolling Elements of High-Speed Train Axle Box Bearings

Tu Wenbing, Chen Chao, Xiang Yunpeng

(School of Mechatronic and Vehicle Engineering, East China Jiaotong University, Nanchang 330013, China)

Abstract: Rolling elements slippage aggravates the wear and bearing vibration, which has an important impact on the life and stability of high-speed train axle box bearings. In this paper, with the double-row cylindrical roller bearing of high-speed train as the object of study, considering the factors such as pocket clearance and radial clearance, a two-dimensional finite element model of the bearing was established. The model's explicit dynamics was solved by central difference method, and the slippage characteristics of roller elements under steady conditions, deceleration conditions and track excitation conditions were analyzed. The results show that the RMS value of the sliding speed between the rolling elements and the outer ring is larger under stable conditions and track excitation conditions; the RMS value of the sliding speed between the rolling elements and the inner ring is larger under the deceleration conditions, and the increase is more obvious as the deceleration increases.

Key words: high-speed train; axle box bearing; variable working conditions; rolling element slippage

(上接第 106 页)

Numerical Simulation Analysis of Heavy-Duty Vehicle Impact on Square Pier Based on LS-DYNA

Xuan Chao, Peng Keke

(Institute of Transportation and Construction, Foshan University, Foshan 528225, China)

Abstract: In order to study the dynamical response of heavy trucks collision with piers at different speeds, the nonlinear dynamic analysis was carried out by using the finite element software LS-DYNA. Considering the influence of superstructure on collision process, the superstructure was simulated by mass block. Taking Dongfeng Tianlong heavy truck as a prototype to establish a finite element model. The weight of 30, 40, 50 t vehicles were simulated at 50, 80, 110 km/h respectively, and the influence of impact velocity and impact mass on pier displacement and collision force was obtained. The law of energy variation with time was analyzed to verify the rationality of the finite element model. The peak value of collision force was compared with the relevant literature and codes. The results show that the current anti-collision design code is difficult to meet the requirement of bridge collision prevention in practical engineering.

Key words: vehicle and bridge collision; simulation; nonlinear dynamic analysis; dynamic response