

轨道交通车辆转向架轴箱轴承故障声学特性分析

邓 聪¹ 宋冬利¹ 陈之恒¹ 董俭雄¹ 郑则君¹ 贾 晨¹ 田光荣²

(1. 西南交通大学牵引动力国家重点实验室, 610031, 成都;

2. 中国铁道科学研究院集团有限公司, 100081, 北京)

摘 要 [目的]为解决轨道交通车辆转向架轴箱轴承在轨道服役工况下故障难以辨别的问题,需对该故障声学特性进行研究。[方法]以轨道交通车辆转向架故障轴箱轴承为研究对象,考虑外加载荷和激励,引入非规则故障,结合转子-轴承系统,建立了轴箱轴承系统动力学模型。依据脉动点声源辐射方式,采用数值仿真软件搭建了轴承内外圈非规则故障声音信号模型,探究了轴箱轴承在轨道服役工况下内外圈故障特性,以及载荷、转速对轴承声音信号特征参数的影响。利用轴箱轴承试验台进行了不同工况下故障轴承声音信号试验,并对其结果进行了分析。[结果及结论]内、外圈故障轴承和正常轴承声音信号都会出现对应的特征频率和倍频,但内圈故障轴承声音信号的倍频附近会出现转频的调制频率。随着转速递增,内、外圈故障轴承和正常轴承的特征参数均会出现特有且明显的正相关趋势,其中时域波形指标随转速增大而减小,特征频率幅值随转速增大而线性递增。随着载荷递增,内、外圈故障轴承和正常轴承的特征参数均会出现特有且明显的正相关趋势,其中时域方差指标随载荷增大而增大,特征频率幅值随载荷增大而线性递增。

关键词 轨道交通; 车辆; 转向架; 轴箱轴承故障; 声学特性

中图分类号 U260.331⁺2

DOI:10.16037/j.1007-869x.2024.08.004

Acoustic Characteristics Analysis of Rail Transit Vehicle Bogie Axle Box Bearing Faults

DENG Cong¹, SONG Dongli¹, CHEN Zhiheng¹, DONG Jianxiong¹, ZHENG Zejun¹, JIA Chen¹, TIAN Guangrong²

(1. State Key Laboratory of Traction Power, Southwest Jiaotong University, 610031, Chengdu, China; 2. China Academy of Railway Sciences Group Co., Ltd., 100081, Beijing, China)

Abstract [Objective] To address the challenge of difficult fault identification in rail transit vehicle bogie axle box bearings under rail service conditions, it is necessary to investigate the acoustic characteristics of these faults. [Method] Focusing on

the faulty axle box bearings of rail transit vehicle bogies as research object, by adding external loads and excitations and introducing irregular faults, a dynamics model of the axle box bearing system is established in conjunction with the rotor-bearing system. Based on the pulsating point sound source radiation method, numerical simulation software is used to construct an irregular fault sound signal model for the inner and outer rings of the bearings. The fault characteristics of inner and outer rings of axle box bearings under rail service conditions, the impact of load and rotational speed on the fault characteristics parameters of bearing sound signals are explored. Experiments are conducted on an axle box bearing test bench under different working conditions to capture the acoustic sound signals of faulty bearings, and the results are analyzed. [Result & Conclusion] The sound signals of both faulty and normal bearings of inner and outer rings exhibit corresponding characteristic frequencies and harmonics. However, there are modulation frequencies of the rotational frequencies near the harmonics of the inner ring fault bearing sound signals. As the rotational speed increases, the characteristic parameters of both inner and outer ring faulty and normal bearings exhibit a distinctive and obvious positive correlation trend. Specifically, the time-domain waveform indicators decrease with increasing rotational speed, while the amplitude of the characteristic frequencies increases linearly with rotational speed. As the load increases, the characteristic parameters of both inner and outer ring faulty and normal bearings also all show a distinctive and obvious positive correlation, among which the time-domain variance indicators increase with higher loads, and the amplitude of the characteristic frequencies increases linearly as load increases.

Key words rail transit; vehicle; bogie; axle box bearing fault; acoustic characteristics

轨道交通车辆转向架轴箱轴承既承受载荷又传递载荷,其故障会严重威胁乘客和货物安全。基于声音信号的监测方式由于其非接触式采集的特性,既可作为车载,亦可作为轨旁监测,应用场景非

常广泛。

文献[1]建立了滚动轴承非线性动力学模型,但并未考虑激振力对轴承的影响。文献[2]建立了转子-故障滚动轴承-轴承座的非线性振动模型,以及局部故障非线性动力学模型,但该模型不符合真实故障情况。文献[3]采用多声源法讨论了轴承部件辐射噪声的频谱特性,但并未分析故障轴承的声学特性。

因此,针对轴箱轴承故障声学信号建模问题,本文提出了一种考虑外加载荷和激励的转子-轴承系统非规则故障轴箱轴承动力学模型,并且采用脉动点声源辐射的方式,模拟不同工况下的故障轴承声学信号;分析了不同工况下的时频特征与声学参数故障特性,为不同工况下轴箱轴承故障诊断提供依据。

1 轴箱轴承系统动力学模型

正常滚动轴承的动力学模型如图1所示。由图1可见:轴承内圈在 x 、 y 方向存在与车轴接触的刚度 K_n 和阻尼 C_n ;轴承外圈存在与轴箱接触且在 x 、 y 方向的刚度 K_w 与阻尼 C_w ,同时存在谐振刚度 K_r 与阻尼 C_r ;轴承内圈、外圈、谐振器质量分别为 m_n 、 m_w 、 m_r ;外加径向载荷 F 施加在轴承外圈上。

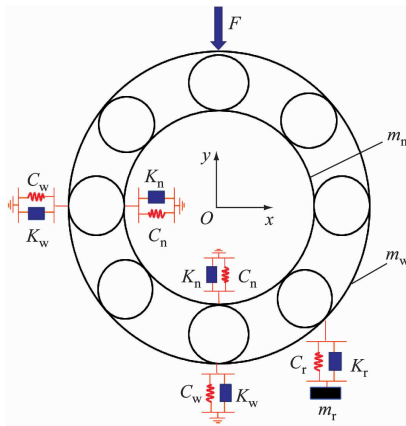
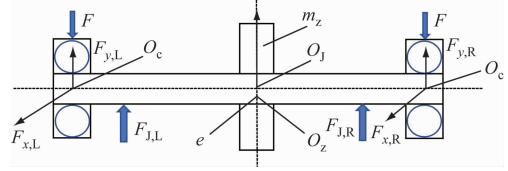


图1 正常滚动轴承动力学模型

Fig. 1 Dynamics model of normal rolling bearing

单纯建立轴承动力学模型,不考虑轴承的服役环境和转子系统的影响,与轴箱轴承实际运行工况不符。建立轴承-转子系统模型,如图2。

假定滚子在内外圈做滚动,轴承上部承受载荷,外圈所受支撑刚度会发生周期性变化,产生变柔度振动^[4]。设 ω 为转子角速度,根据接触关系,在时间 t 时,设第 j 个滚子转动的角度为 θ_j ,保持架



注: $F_{x,L}$ 、 $F_{y,L}$ 分别为左端轴承内圈受到车轴的横向力和垂向力;
 $F_{x,R}$ 、 $F_{y,R}$ 分别为右端轴承内圈受到车轴的横向力和垂向力;
 $F_{J,L}$ 、 $F_{J,R}$ 为车轴所受的激振力; O_c 为轴承几何中心; O_j 为转子几何中心; O_z 为转子质心; e 为转子质量偏心; m_z 为转子在圆盘处的集中等效质量。

图2 轴承-转子系统模型

Fig. 2 Bearing-rotor system model

角速度为 ω_c ,与滚道的法向接触变形量 L_j 为:

$$L_j = (x_w - x_n) \cos \theta_j + (y_w - y_n) \sin \theta_j - \delta - \varepsilon \quad (1)$$

$$\theta_j = \frac{2\pi}{N} (j-1) + \omega_c t \quad (2)$$

$$\omega_c = \frac{A_n \omega}{(A_n + A_w)} \quad (3)$$

式中:

A_n ——轴承内圈滚道半径;

A_w ——轴承外圈滚道半径;

x_w ——轴承外圈滚道半径在 x 方向上的大小;

x_n ——轴承内圈滚道半径在 x 方向上的大小;

y_w ——轴承外圈滚道半径在 y 方向上的大小;

y_n ——轴承内圈滚道半径在 y 方向上的大小;

N ——滚子数量;

δ ——初始间隙;

ε ——故障间隙。

2 故障轴承模型

2.1 故障轴承接触力模型

滚子经过滚道时,滚子与内外圈的接触间隙发生变化。采取改变接触间隙的方式,引入位移激励。

滚子在故障滚道内接触的最大缺陷深度 H_d 与故障的周向宽度 L_w 有关。依据轴承在故障区域的几何关系可得计算公式:

$$H_d = \frac{d}{2} - \sqrt{\left(\frac{d}{2}\right)^2 - \left(\frac{L_w}{2}\right)^2} \quad (4)$$

式中:

d ——内圈直径。

采用 $H_d/2$ 均值的随机高斯噪声序列来模拟故障的深度,为使滚子在故障表面平滑滚动,对随机噪声进行低通滤波。

滚子接触面曲率 k_0 。采用式(5)进行估算,故障

表面曲率 k_s 可通过式(6)计算。

$$k_o = \frac{2}{d} \quad (5)$$

$$k_s = \frac{|f''(x)|^2}{|1 + f'(x)|^{\frac{3}{2}}} \quad (6)$$

式中:

$f(x)$ ——低通滤波函数。

在 $x = \frac{3\pi}{4}$ 处,即最低点,滚子的曲率与故障表面相同时,滚子可以平滑地滚过故障区域,这与实际的运动轨迹相符。 k_s 的计算公式为:

$$\begin{cases} k_s \left(x = \frac{3\pi}{4} \right) = 2H_d \pi^2 / \lambda^2 \\ \lambda = \pi \sqrt{dH_d} \end{cases} \quad (7)$$

由此可得低通滤波函数为:

$$f(x) = \frac{H_d}{2} \sin(2x / \sqrt{H_d d}) \quad (8)$$

2.2 外圈故障滚动轴承模型

将外圈故障滚道离散化共得到 M_0 个点,采用高斯噪声低通滤波序列拟合各个点的深度。设损伤在内、外圈的起始角度位置为 θ_a ,终止角度位置为 θ_h ,故障外圈对应的中心角为 $\theta_a - \theta_h$ 。外圈和内圈故障轴承展开示意图见图3和图4。

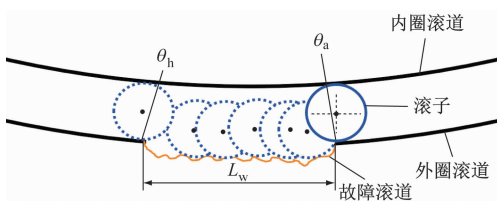


图3 外圈故障轴承展开示意图

Fig. 3 Expanded schematic diagram of outer ring faulty bearing

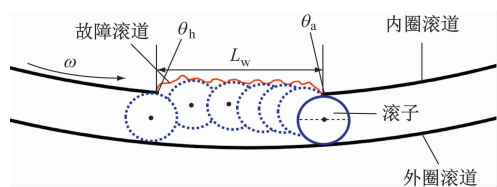


图4 内圈故障轴承展开示意图

Fig. 4 Expanded schematic diagram of inner ring faulty bearing

在故障区域内采用高斯噪声低通滤波序列拟合故障深度,由损伤引起的轴承间隙变化量 $\Delta \varepsilon$ 为:

$$\Delta \varepsilon = \frac{H_d}{2} \sin(H_d \text{rand}(1, M) / \sqrt{H_d d}) \quad (9)$$

式中:

M ——随机离散数量。

将 $\Delta \varepsilon$ 代入式(3)进行动力学计算,得到内外圈故障模型。

2.3 轴承噪声模型

若将脉动球声源缩小到1个质点,则其便成为点声源^[5]。脉动点声源中,单个质点的半径为 A_0 ,质点做均匀且各向同性的膨胀伸缩振动,可以看作振速为 u 的简谐振动,带动附近位移矢量为 A_q 的质点振动,使得声波辐射到距离为 B 处的观测点。

在声源附近,介质质点和声源表面的振动速度一致,得到声压为:

$$p = \frac{\rho_0 c_0 u \alpha A_0^2}{l \sqrt{1 + (\alpha A_0)^2}} \cdot \exp \left[j \left(\psi t - \alpha l + \arctan \frac{1}{\alpha A_0} \right) \right] \quad (10)$$

式中:

p ——声压;

l ——声源距离;

ψ ——声波角频率;

α ——声波的传播常数;

c_0 ——声速;

ρ_0 ——介质的静态密度;

A_0 ——脉动点声源半径。

为了模拟轴承在运行环境下的噪声情况,本文根据轴承振动信号仿真模型,构造了轨道交通车辆轴箱故障仿真信号 $X_0(t)$:

$$X_0(t) = X(t) + N(t) \quad (11)$$

式中:

$N(t)$ ——高斯噪声,可由 MATLAB 调用函数得到;

$X(t)$ ——轴承部件表面的位移。

在白噪声情况下轴承质点的空间声压 p 的表达式为:

$$p = \frac{\alpha \rho_0 c_0}{4 \pi l} \exp \left[j \left(\psi t - \alpha l + \frac{\pi}{2} \right) \right] S \frac{\partial X_0}{\partial t} \quad (12)$$

式中:

S ——声源辐射表面积。

3 轴承声音信号仿真结果

轴箱轴承参数取值分别为 $A_n = 65 \text{ mm}$, $A_w = 120 \text{ mm}$,施加载荷 $F = 21\ 250 \text{ N}$, $\frac{d}{D} = 0.14$ (D 为轴承外圈直径),外圈阻尼 $C_w = 7 \text{ kNs/m}$,滚子数量

$N=17$, 内圈阻尼 $C_n=4\text{ kNs/m}$, 外圈刚度 $K_w=4.86\times 10^9\text{ N/m}$, 内圈刚度 $K_n=2.5\times 10^9\text{ N/m}$, 初始间隙 $\delta=6.5\times 10^{-5}\text{ m}$, 故障的周向宽度 $L_w=1\times 10^{-2}\text{ m}$ 。利用 MATLAB 数值仿真, 采用龙格库塔法求解动力学方程组, 得到故障轴承的声音信息参数。

3.1 轴承内、外圈故障声音信号分析

正常轴承转速取 $1\ 400\text{ r/min}$, 根据变柔度计算公式计算产生的特征频率理论值为 140 Hz 。正常轴承声音信号频域图见图 5。由图 5 可见: 正常轴承声音信号频域出现了基频 g , 以及 $2g$ 和 $3g$ 等倍频, 其中 g 为 140 Hz , 与理论计算频率吻合, 验证了模型的正确性。

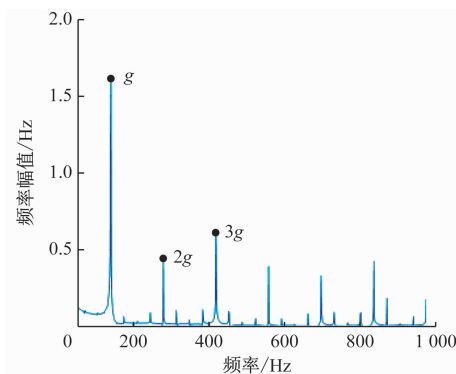


图 5 正常轴承声音信号频域图(仿真模拟)

Fig.5 Frequency domain diagram of normal bearing sound signal (simulation)

仿真分析中设置了轴承外圈非规则故障。外圈故障轴承声音信号频域图如图 6 所示。由图 6 可见: 外圈故障轴承声音信号频域图上出现了 96.97 Hz 、 193.9 Hz 及 290.9 Hz 的频率, 其为外圈故障轴承的前 3 阶倍频。

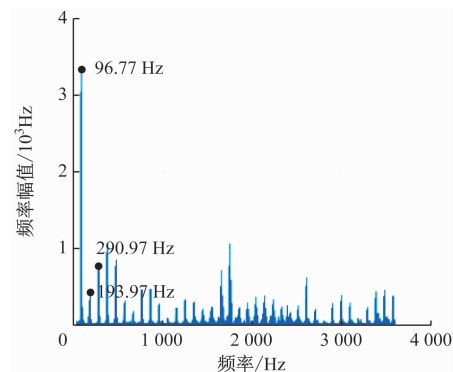


图 6 外圈故障轴承声音信号频域图(仿真模拟)

Fig.6 Frequency domain diagram of outer ring faulty bearing sound signal (simulation)

仿真分析中设置了轴承内圈非规则故障, 选取轴承转速为 500 r/min 。内圈故障轴承声音信号频域图如图 7 所示。由图 7 可见: 内圈故障轴承声音信号频域图上出现了 80.91 Hz 、 161.1 Hz 及 241.2 Hz 的频率, 其为内圈故障轴承的前 3 阶倍频, 同时在此倍频附近出现转频调制。

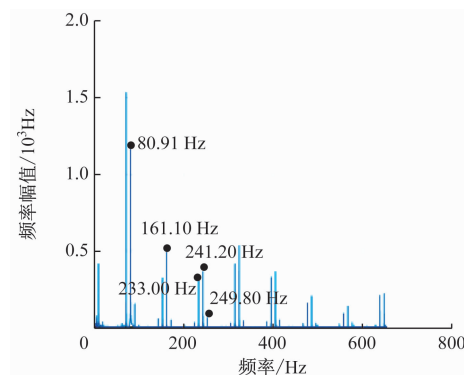


图 7 内圈故障轴承声音信号频域图(仿真模拟)

Fig.7 Frequency domain diagram of inner ring faulty bearing sound signal (simulation)

3.2 转速对轴承声音信号特征参数的影响

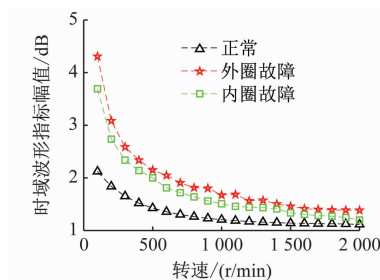
为研究转速对轴承系统声音的影响, 设置了 $100\sim 2\ 000\text{ r/min}$ 的转速变化范围, 通过仿真分析得出了如图 8 所示的轴承声音信号特征参数-转速关系曲线。由图 8 可见: 内、外圈故障轴承的时域波形指标总体上大于正常轴承, 内、外圈故障轴承的特征频率幅值随转速增大而线性增大, 且相同转速下, 轴承内圈发生故障的特征频率大于外圈。

3.3 载荷对轴承声音信号特征参数的影响

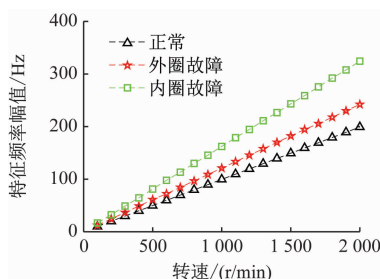
为研究载荷对轴承系统声音的影响, 设置了 $5\sim 55\text{ kN}$ 的载荷变化范围, 通过仿真分析得出了如图 9 所示的轴承声音信号特征参数-载荷关系曲线。由图 9 可见: 内、外圈故障轴承声音信号时域方差指标总体上大于正常轴承; 内、外圈故障轴承声音信号特征频率幅值随着载荷线性递增, 且载荷对外圈故障轴承声音信号的影响较大, 外圈故障轴承特征频率幅值高于内圈故障轴承。

4 轴承声音信号试验结果分析

试验区域由主轴、被试轴承、激振台、支撑轴承及载荷施加装置组成。其中, 激振台可提供不同频率的激振力以模拟轨道不平顺激励, 对轴承外圈施加载荷。轴箱轴承试验台照片如图 10 所示。



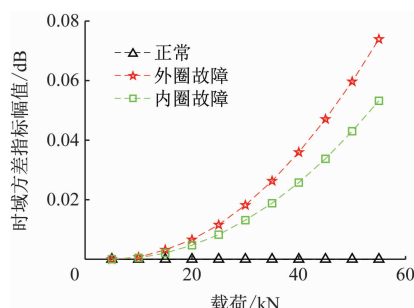
a) 时域波形指标



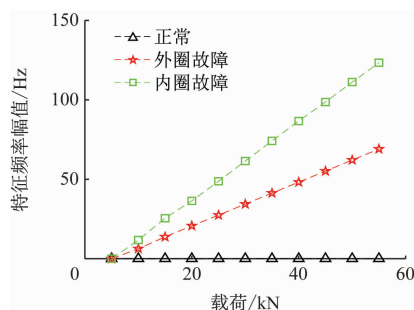
b) 特征频率幅值

图 8 轴承声音信号特征参数-转速关系曲线(仿真模拟)

Fig. 8 Relation curves of bearing sound signal characteristic parameters and rotational speed (simulation)



a) 时域方差指标



b) 特征频率

图 9 轴承声音信号特征参数-载荷关系曲线(仿真模拟)

Fig. 9 Relation curves of bearing sound characteristic parameters and load (simulation)

4.1 外圈故障轴承声音信号分析

对轴承外圈设置了非规则故障,转速选取为 800 r/min。外圈故障轴承声音信号频域图,如图 11 所示。由图 11 可见:外圈故障轴承声音信号频域图

上出现了 97.79 Hz、195.6 Hz 及 291.4 Hz 的频率,其为外圈故障轴承声音信号的前 3 阶倍频。



图 10 轴箱轴承试验台照片

Fig. 10 Photo of axle box bearing test bench

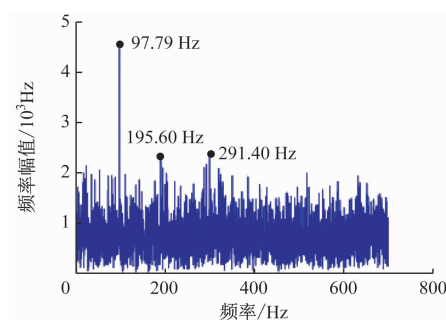


图 11 外圈故障轴承声音信号频域图(试验)

Fig. 11 Frequency domain diagram of outer ring faulty bearing sound signal (experiment)

4.2 内圈故障轴承声音信号分析

对轴承内圈设置了非规则故障,转速选取为 500 r/min。将采集数据经滤波去噪处理后得到内圈故障轴承声音信号频域图,如图 12 所示。由图 12 可见:内圈故障轴承声音信号频域图上出现了 81.18 Hz、162.1 Hz 及 242.2 Hz 的频率,其为内圈故障轴承的前 3 阶倍频;同时在 3 阶倍频附近出现了 233.8 Hz 和 250.7 Hz 的频率,与 3 阶倍频相差 8.3 Hz 的转频。

4.3 载荷对轴承声音信号特征参数的影响

对轴承内、外圈设置了非规则故障,轴承载荷分别选取为 100 N、500 N 及 1 000 N。轴承声音信号特征参数-荷载关系曲线,如图 13 所示。由图 13 可见:内圈故障轴承的声音信号时域方差指标随载荷增大而递增,且外圈故障轴承的声音信号时域方差指标总体上大于内圈故障轴承;内、外圈故障轴承的声音信号特征频率幅值随转速增大而线性增大,且相同转速下,内圈故障轴承的声音信号特征频率幅值大于外圈故障轴承,这与仿真结果一致,验证了仿真结论的可靠性。

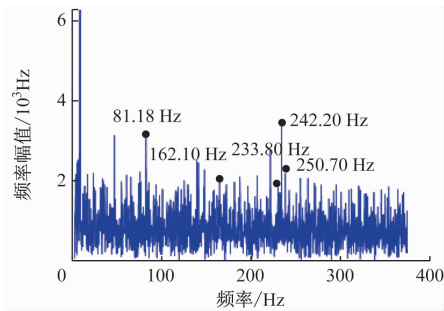
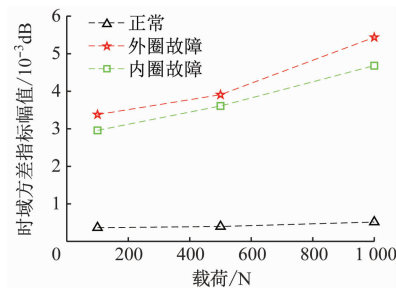
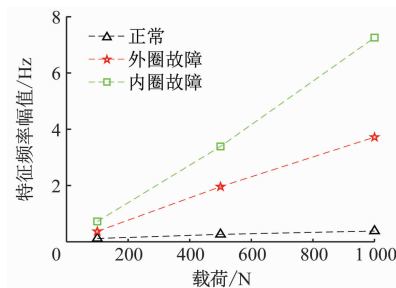


图 12 内圈故障轴承声音信号频域图(试验)

Fig. 12 Frequency domain diagram of inner ring faulty bearing sound signal (experiment)



a) 时域方差指标



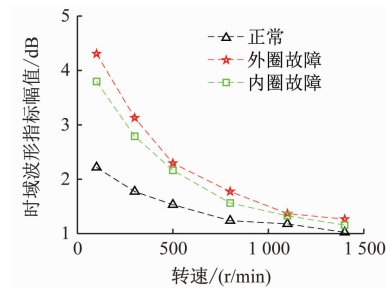
b) 特征频率

图 13 轴承声音信号特征参数-荷载关系曲线(试验)

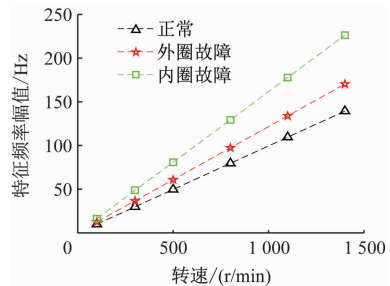
Fig. 13 Relation curves of bearing sound signal characteristic parameters and load (experiment)

4.4 转速对轴承声音信号特征参数的影响

对轴承内、外圈设置了非规则故障。转速分别选取为 100 r/min、300 r/min、500 r/min、800 r/min、1 100 r/min 及 1 400 r/min。轴承声音信号特征参数-转速关系曲线,如图 14 所示。由图 14 可见:内、外圈故障轴承的声音信号时域波形指标随转速而递减,且外圈故障轴承的声音信号时域波形指标总体上大于内圈故障轴承;内、外圈故障轴承的声音信号特征频率随转速增大而线性增大,且相同转速下内圈故障轴承的声音信号特征频率大于外圈故障轴承,与这仿真结果一致,验证了仿真结论的可靠性。



a) 时域波形指标



b) 特征频率

图 14 轴承声音信号特征参数-转速关系曲线(试验)

Fig. 14 Relation curves of bearing sound signal characteristic parameters and rotational speed (experiment)

5 结论

1) 内、外圈故障轴承和正常轴承声音信号都会出现对应的特征频率和倍频,但内圈故障轴承声音信号的倍频附近会出现转频的调制频率。

2) 随着转速递增,内、外圈故障轴承和正常轴承的特征参数均会出现特有且明显的正相关趋势,其中时域波形指标随转速增大而减小,特征频率幅值随转速增大而线性递增。

3) 随着载荷递增,内、外圈故障轴承和正常轴承的特征参数均会出现特有且明显的正相关趋势,其中时域方差指标随载荷增大而增大,特征频率幅值随载荷增大而线性递增。

参考文献

- [1] 丁东升,刘永强,李长健. 铁路货车轴承内圈故障动力学仿真分析[J]. 石家庄铁道大学学报(自然科学版), 2021, 34(2): 59.
DING Dongsheng, LIU Yongqiang, LI Changjian. Dynamic simulation analysis of bearing inner ring fault of railway freight vehicles [J]. Journal of Shijiazhuang Tiedao University (Natural Science Edition), 2021, 34(2): 59.

(下转第 33 页)

行主效应分析,分别获得了隔振率、框架垂向一阶弯曲模态频率和干燥器框架垂向弯曲模态频率的主要影响因素,并进一步选取优化参数。基于此近似模型,通过自适应响应面法进行优化设计,旨在获得空压机框架各部分最优的厚度尺寸参数。

近似模型优化后计算结果和有限元模型优化后结果相差不大,近似模型可以较好地替代有限元模型,来进一步缩短优化计算时间。优化后,整体隔振性能相比于优化前有较大提高,隔振率能够提高20%~25%。同时,框架垂向一阶弯曲模态频率和干燥器框架垂向弯曲模态频率符合实际要求,与轨道激励频率(一般为15.0 Hz)、电机旋转基频(24.5 Hz)及倍频不重合,而总质量仅增加6%。

由于时间及条件的限制,对本文的优化结果没有进行试验验证,后续需进一步深入研究,以确保优化结果的可靠性。

参考文献

- [1] 宫岛,周劲松,孙文静,等. 高速列车车下设备模态匹配研究[J]. 振动与冲击, 2014, 33(8): 180.
GONG Dao, ZHOU Jinsong, SUN Wenjing, et al. Modes matching between suspended devices and car body for a high-speed railway vehicle[J]. Journal of Vibration and Shock, 2014, 33(8): 180.
- [2] 汤晏宁,高阳,郭伟强. 关于地铁车辆空压机吊装结构减振方式及特性的研究[J]. 铁道机车车辆, 2016, 36(6): 86.
TANG Yanning, GAO Yang, GUO Weiqiang. Research on vibration damping method and characteristic for air compressor hoisting structure of subway vehicles[J]. Railway Locomotive & Car, 2016, 36(6): 86.
- [3] 陶建勋,吴新跃,毛艳蕾. 基于ANSYS的空压机结构振动分析[J]. 机械工程师, 2014(7): 154.

TAO Jianxun, WU Xinyue, MAO Yanlei. Air compressor structure vibration analysis based on ANSYS[J]. Mechanical Engineer, 2014(7): 154.

- [4] 雷刚,刘圣坤,徐彬. 基于OptiStruct的某重型汽车驱动桥桥壳结构优化设计[J]. 重庆理工大学学报(自然科学), 2012, 26(2): 1.
LEI Gang, LIU Shengkun, XU Bin. OptiStruct in structural optimization design of drive axle housing of heavy-duty vehicles[J]. Journal of Chongqing University of Technology (Natural Science), 2012, 26(2): 1.
- [5] YAO S, LI Z, YAN J, et al. Analysis and parameters optimization of an expanding energy-absorbing structure for a rail vehicle coupler[J]. Thin-Walled Structures, 2018(125): 129.
- [6] ABBASI M, REDDY S, GHAFARI-NAZARI A, et al. Multiobjective crashworthiness optimization of multi-cornered thin-walled sheet metal members[J]. Thin-Walled Structures, 2015, 89: 31.
- [7] IKEYA K, SHIMODA M, SHI J X. Multi-objective free-form optimization for shape and thickness of shell structures with composite materials[J]. Composite Structures, 2016, 135: 262.
- [8] 张勇,李光耀,钟志华. 基于移动最小二乘响应面方法的整车轻量化设计优化[J]. 机械工程学报, 2008, 44(11): 192.
ZHANG Yong, LI Guangyao, ZHONG Zhihua. Design optimization on lightweight of full vehicle based on moving least square response surface method[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2008, 44(11): 192.
- [9] VENKATESWARLU G. A study on effect of process parameters on the expansion of thin walled aluminium 7075 tubes[J]. International Journal of Advanced Science & Technology, 2011(36): 83.

· 收稿日期:2022-04-22 修回日期:2022-05-05 出版日期:2024-08-10
Received:2022-04-22 Revised:2022-05-05 Published:2024-08-10
· 第一作者:周锦柯,硕士研究生,zhoujinke@tongji.edu.cn
通信作者:宫岛,副教授,gongdao@tongji.edu.cn
· ©《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26页)

- [2] 安慧宁. 含故障滚动轴承-转子系统的非线性动力学分析[D]. 兰州:兰州交通大学, 2021.
AN Huining. A nonlinear dynamics of rolling bearing rotor system with fault[D]. Lanzhou: Lanzhou Jiatong University, 2021.
- [3] YAN H, WU Y, SUN J, et al. Acoustic model of ceramic angular contact ball bearing based on multi-sound source method[J]. Nonlinear Dynamics, 2020, 99(2): 1155.
- [4] 王震,杨正伟,何浩浩,等. 非规则轴承故障的动力学建模与仿真[J]. 北京航空航天大学学报, 2021, 47(8): 1580.
WANG Zhen, YANG Zhengwei, HE Haohao, et al. Dynamic modeling and simulation of irregular bearing failure[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2021, 47(8): 1580.

- [5] 张琦涛. 深沟球轴承径向运动噪声计算方法研究[D]. 上海:华东理工大学, 2019.
ZHANG Qitao. Research on the calculation method of radial motion noise for deep groove ball bearings[D]. Shanghai: East China University of Science and Technology, 2019.

· 收稿日期:2022-03-31 修回日期:2022-05-13 出版日期:2024-08-10
Received:2022-03-31 Revised:2022-05-13 Published:2024-08-10
· 第一作者:邓聪,助理工程师,283236780@qq.com
通信作者:宋冬利,高级实验师,sdl.cds@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