

含局部缺陷的圆柱滚子轴承动力学建模与 振动分析

李小彭^{1,2}, 李雪东¹, 刘彬², 李柏涛³

(1. 东北大学 机械工程与自动化学院, 辽宁 沈阳 110819; 2. 宁夏理工学院 机械工程学院, 宁夏 石嘴山 753000;
3. 深圳市新凯来技术有限公司, 广东 深圳 518111)

摘要: 为了分析滚道凹槽对圆柱滚子轴承动力学性能和振动特性的影响,以牵引电机圆柱滚子轴承为研究对象,建立具有波纹状凹槽的圆柱滚子轴承轴电流损伤模型. 首先,采用分段函数描述由轴承滚道局部缺陷引起的附加位移,建立轴承局部缺陷损伤模型;其次,基于圆柱滚子轴承弹簧-质量简化模型,建立考虑滚道缺陷的轴承动力学模型;最后,通过仿真和实验研究了不同损伤程度对轴承振动特性及轴承载荷分布的影响规律,验证所建轴承模型的可靠性. 结果表明,该模型有效反映了轴电流损伤引起的冲击激励和周期性变化规律,随着局部缺陷损伤程度的增加,轴承的振动响应和载荷分布波动加剧,轴承转动稳定性降低.

关键词: 圆柱滚子轴承;损伤模型;局部缺陷;动力学;振动响应

中图分类号: TH 133.3 文献标志码: A 文章编号: 1005-3026(2025)11-0073-09

Dynamic Modeling and Vibration Analysis of Cylindrical Roller Bearings with Local Defects

LI Xiao-peng^{1,2}, LI Xue-dong¹, LIU Bin², LI Bai-tao³

(1. School of Mechanical Engineering & Automation, Northeastern University, Shenyang 110819, China; 2. School of Mechanical Engineering, Ningxia Institute of Science and Technology, Shizuishan 753000, China; 3. SiCarrier Technologies, Shenzhen 518111, China. Corresponding author: LI Xiao-peng, E-mail: xpli@me.neu.edu.cn)

Abstract: To analyze the influence of the raceway groove on the dynamic performance and vibration characteristics of cylindrical roller bearings, the cylindrical roller bearings of the traction motor were taken as the research object, and the shaft current damage model of the cylindrical roller bearings with a corrugated groove was established. Firstly, the additional displacement caused by the local defect of the bearing raceway was described by the piecewise function, and the damage model of the local defect of the bearings was established. Secondly, based on the simplified spring-mass model of cylindrical roller bearings, the bearing dynamic model considering raceway defects was established. Finally, through simulation and experiment, the influence of different damage degrees on bearing vibration characteristics and bearing load distribution was studied, and the reliability of the developed bearing model was determined. The results show that the bearing model effectively reflects the impact excitation and periodic change law caused by shaft current damage. With the increase of local defect damage degree, the vibration response and load distribution fluctuation of the bearings constantly increase, and the rotation of the bearings tends to be unstable.

Key words: cylindrical roller bearing; damage model; local defect; dynamics; vibration response

牵引电机圆柱滚子轴承是工业机械和轨道交通等现代工业中的重要部件,其质量直接影响

高速列车运行的安全性和可靠性.根据每年轨道交通牵引电机故障的统计数据显示,牵引电机轴

承故障事件超过 20 起. 对于牵引电机轴承的故障问题, 轴电流损伤是牵引电机轴承损伤的主要形式之一^[1-2]. 圆柱滚子轴承的滚子与内、外滚道的接触处在工作状态下存在润滑油膜, 其拥有一定的绝缘能力. 由于电流通过油膜被破坏, 导致滚子轴承接触表面金属材料的缺失, 最终在滚道表面形成电点蚀或搓衣板式的波纹状凹槽损伤^[3].

近年来, 轴电流引起的电机轴承失效案例日益增多. 国内外研究人员针对轴承电流生成机理、轴承滚道缺陷模型、轴承振动特性等开展了大量研究. 张轶东等^[4]分析了轴承腐蚀和轴电流产生的原因, 并根据其故障机理提出了发电机振动测量和轴电压测量等测试方法. 温毅^[5]研究了一种能够监测轴承电流的故障识别方法和轴承电流损伤程度评估方法. Prudhom 等^[6]通过振动监测评估与轴承缺陷相关的振动傅里叶谱中已知特征分量的振幅, 以确定轴承的退化状态. Liu 等^[7]采用耦合时变位移和接触刚度激励的激励模型, 研究了机车-轨道耦合系统激励下电机轴承表面波纹对牵引电机的影响. Liu 等^[8]建立了考虑牵引电机各主要部件间动态交互作用的电机轴承详细动力学模型. Patra 等^[9]研究了高速缺陷圆柱滚子轴承在转子不平衡条件下的非线性振动特征, 通过考虑一定尺寸的剥落缺陷的轴承主要部件, 提出含有非线性刚度和阻尼的弹簧-质量模型. Niu 等^[10]基于相对滑移、滚子的有限尺寸以及滚子缺陷随滚道碰撞时接触力方向的变化, 提出一种含滚子缺陷的圆柱滚子轴承动力学模型. Cao 等^[11]建立了圆柱滚子轴承局部缺陷振动机理的动力学模型, 介绍了考虑附加挠度和缺陷引起的接触力方向变化的不同种类缺陷的综合建模方法. Shi 等^[12]提出一种改进的平面动力学模型来计算圆柱滚子轴承的振动, 研究了径向载荷、轴转速和轴承间隙对圆柱滚子轴承系统振动的影响. Wang 等^[13]提出了包含局部表面损伤的圆柱滚子轴承多体动力学模型, 以研究其振动响应.

本文以牵引电机轴承为研究对象, 针对波纹状凹槽形式的圆柱滚子轴承轴电流损伤, 采用分段函数建立轴承损伤局部缺陷模型. 将滚子与内圈外滚道和外圈内滚道之间的接触视为弹簧-质量系统, 建立考虑轴电流损伤的圆柱滚子轴承动力学模型. 基于健康轴承和损伤轴承的振动响应仿真, 研究了损伤轴承波纹状凹槽和转速对圆柱滚子轴承动力学性能的影响规律. 最终在转子实验台上进行实验验证, 结果证明了轴承动力学模

型的可靠性.

1 轴承局部缺陷模型

圆柱滚子轴承的电蚀主要是指由轴承轴电流造成的滚道表面微损伤凹坑, 随着运转时间不断增加, 圆柱滚子轴承早期的电蚀凹坑将发展成较为明显的波纹状凹槽损伤, 损伤形式如图 1 所示.

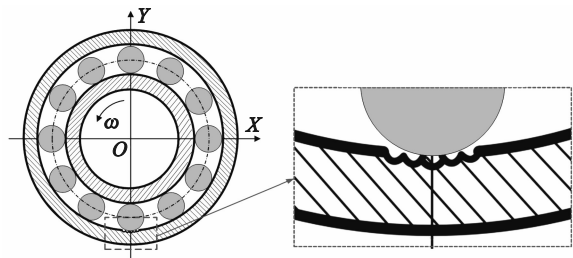


图 1 轴承局部缺陷

Fig. 1 Local defects in bearings

目前, 通常使用基于单一函数的时变位移激励局部缺陷模型, 但该模型不能准确表征轴承滚道缺陷的复杂形貌, 影响轴承的动态响应信号, 导致早期损伤识别的准确性降低^[14]. 为对局部缺陷故障引起的附加位移 H 进行理论分析和建模, 需构建分段函数模型^[15].

如图 2 所示, $A_1B_1C_1$ 表示半正弦函数, $A_2B_2C_2$ 表示矩形函数, $A_1B_1B_2C_3$ 表示由 2 个半正弦函数和 1 个矩形函数组成的分段函数, θ 表示滚动体与外滚道之间的夹角, H_0 为滚道凹槽深度. 因此, 由于轴承滚道的局部缺陷引起的附加位移的表达式为

$$H = \begin{cases} H_1, D_b > \min(B, L), B \geq L; \\ H_2, D_b > \min(B, L), B < L; \\ H_3, D_b \leq \min(B, L). \end{cases} \quad (1)$$

式中: D_b 为滚子直径; B 为局部缺陷的轴向尺寸; L 为局部缺陷的周向尺寸; H_1, H_2 和 H_3 表示 3 种不同类型的损伤激励.

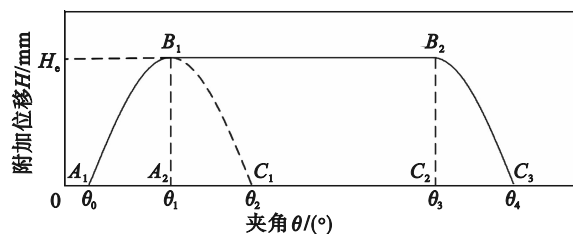


图 2 分段函数示意图

Fig. 2 Schematic diagram of piecewise function

H_1 表示分段函数中的 $A_1B_1C_1$ 段, 其损伤接触图和三维模型分别如图 3 和图 4 所示.

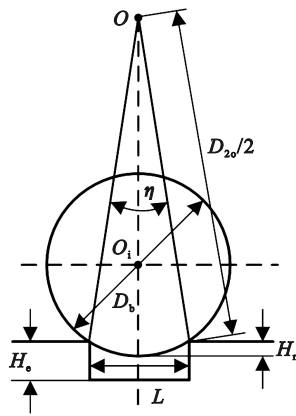


图 3 H_1 损伤接触图

Fig. 3 H_1 damage contact diagram

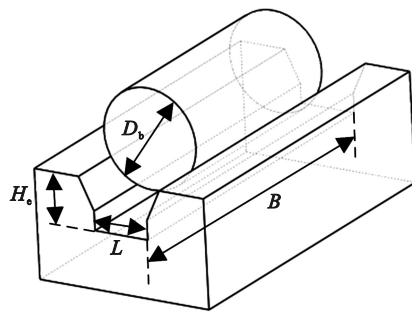


图 4 H_1 损伤三维模型图

Fig. 4 3D model diagram of H_1 damage

H_1 损伤激励类型的轴承滚子与损伤缺陷的接触状态如图 3 所示. 图中 O_i 为滚子的中心, O 为轴承中心, 外滚道凹槽角度为 η , 轴承外滚道直径为 D_{2o} , 滚子在滚道凹槽的下陷深度为 H_r .

H_1 损伤形式的计算式为

$$H_1 = \begin{cases} H_r \sin\left(\frac{\pi}{\eta} \tau\right), & 0 \leq \tau < \eta; \\ 0, & \text{其他.} \end{cases} \quad (2)$$

式中, τ 为各滚子与外滚道凹槽之间的夹角.

轴承外滚道的凹槽角度 η 如式(3)所示:

$$\eta = 2\arcsin(L/D_{2o}). \quad (3)$$

τ 函数表达式为

$$\tau = \text{mod}(\zeta_k, 2\pi) - \eta_d. \quad (4)$$

式中: ζ_k 为第 k 个滚子的角位置; η_d 为外滚道凹槽相对于 Y 轴的角度.

ζ_k 的函数表达式为

$$\zeta_k = \frac{2\pi}{Z}(k-1) + \omega_c t + \zeta_1. \quad (5)$$

式中: Z 为轴承滚子个数; ζ_1 为初始滚子相对于轴承垂直方向的夹角; ω_c 为滚子的角速度.

图 5 所示为滚子与局部凹槽之间的位置示意图.

轴承波纹状凹槽形式的局部缺陷可视为在

轴承上的通槽, 即 B 始终大于 L . 因此在圆柱滚子轴承缺陷中不存在 H_2 类型激励情况.

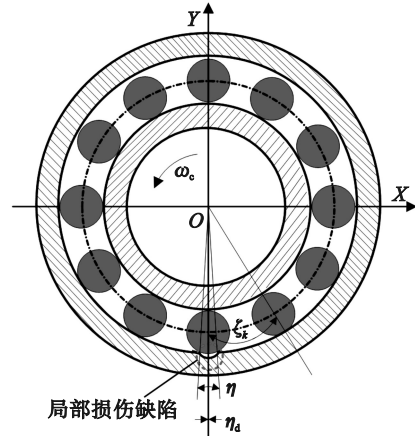


图 5 滚子与缺陷位置示意图

Fig. 5 Schematic diagram of roller and defect location

当轴承内圈存在损伤激励类型 H_3 时, H_3 表示分段函数中的 $A_1 B_1 B_2 C_3$ 段, 滚子与局部缺陷的接触关系如图 6 和图 7 所示. 此种情况下滚子能够接触损伤区域的底部, 即附加位移的最大值为滚道局部凹槽的深度 H_c .

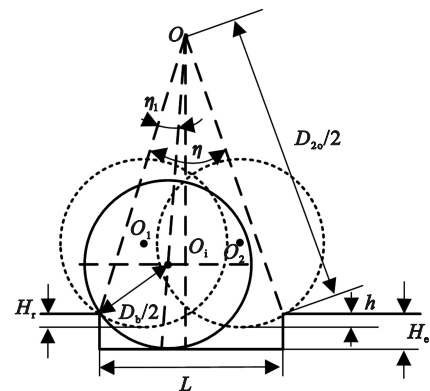


图 6 H_3 损伤接触图.

Fig. 6 H_3 damage contact diagram

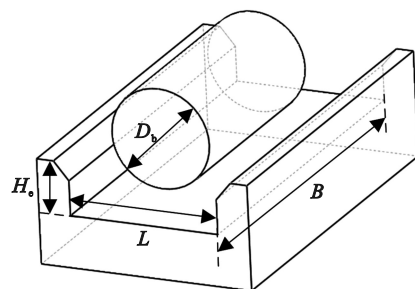


图 7 H_3 损伤三维模型图

Fig. 7 3D model diagram of H_3 damage

H_3 损伤激励类型中轴承滚子与损伤缺陷的接触状态如图 6 所示. 图中 O_1 表示滚子刚接触滚道时的中心, O_2 表示滚子将要离开滚道时的中

心,滚子与凹槽底部接触前的角度为 η_1 .

滚子与损伤底部接触前的角度 η_1 如式(6)所示:

$$\eta_1 = 2\arcsin\left[\sqrt{(D_b/2)^2 - (D_b/2 - h)^2} / D_{20}\right]. \quad (6)$$

滚子通过凹槽的计算深度 h 如式(7)所示:

$$h = D_b/2 - [(D_b/2)^2 - (\min(L, B)/2)^2]^{0.5}. \quad (7)$$

滚子通过凹槽的下陷深度 H_r 如式(8)所示:

$$H_r = \begin{cases} h, & h < H_c; \\ H_c, & h \geq H_c. \end{cases} \quad (8)$$

H_3 函数表达式为

$$H_3 = \begin{cases} H_r \sin\left(\frac{\pi}{\eta} \tau\right), & 0 \leq \tau < \eta_1; \\ H_r, & \eta_1 \leq \tau < \eta - \eta_1; \\ H_r \sin\left(\frac{\pi}{\eta} \tau\right), & \eta - \eta_1 \leq \tau < \eta; \\ 0, & \text{其他.} \end{cases} \quad (9)$$

2 轴承动力学建模

基于轴承简化系统建立轴承动力学模型,根据图8所示圆柱滚子轴承的简化弹簧-质量模型,并基于圆柱滚子轴承几何位置之间的关系,参考文献^[15]中研究的圆柱滚子轴承简化模型仅考虑内圈两个径向方向(X 轴和 Y 轴方向)的自由度.该系统仅承受径向外加载荷,内圈转速为 n ,角速度为 ω_s ,其余部分保持不动.

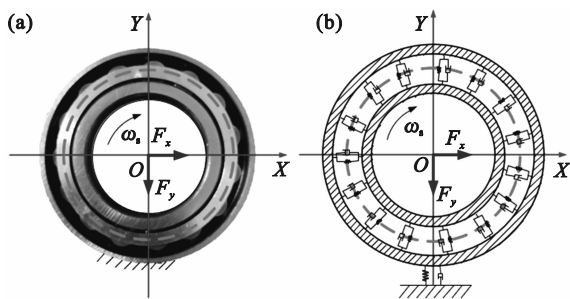


图8 轴承模型图

Fig. 8 Bearing model diagram

(a)—轴承图; (b)—示意图.

在圆柱滚子轴承没有局部缺陷条件下,假设 x 和 y 分别为轴承内圈在 X, Y 轴两个方向的偏移量.在第 k 个滚子的转动过程中,在载荷作用下,该滚子与轴承内圈和外圈的接触变形量 $\delta_k^{[16]}$ 为

$$\delta_k = x \cos(\zeta_k) + y \sin(\zeta_k) - P_d. \quad (10)$$

式中, P_d 为轴承径向游隙.

基于Hertz接触理论,局部缺陷轴承的接触

力 F_b 表达式为

$$F_b = K_b \delta_k^{10/9}. \quad (11)$$

式中, K_b 为轴承接触刚度.

基于前文所提出的假设条件,将圆柱滚子轴承考虑为弹簧-质量模型.依据转轴和轴承内外圈视为刚体的假设,故简化的圆柱滚子轴承二自由度动力学方程为

$$m \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{bmatrix} + c \begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} F_{bx} \\ F_{by} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \end{bmatrix}. \quad (12)$$

式中: m 为圆柱滚子轴承内圈的质量; c 为系统阻尼系数; F_{bx} 和 F_{by} 分别为轴承接触力沿 X 轴和 Y 轴方向的载荷分量; F_x 和 F_y 分别为作用在内圈上的 X 轴和 Y 轴方向的力.

综上所述,建立了圆柱滚子轴承动力学方程为

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{x} + c_x\dot{x} + K_b \sum_{k=1}^Z c_k [x \cos(\zeta_k) + y \sin(\zeta_k) - P_d]^{10/9} \cos(\zeta_k) &= F_x; \\ m\ddot{y} + c_y\dot{y} + K_b \sum_{k=1}^Z c_k [x \cos(\zeta_k) + y \sin(\zeta_k) - P_d]^{10/9} \sin(\zeta_k) &= F_y. \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

式中: c_x 为 X 轴方向的阻尼系数; c_y 为 Y 轴方向的阻尼系数; c_k 为判断滚子是否位于滚道凹槽变形区域的系数,其表达式为

$$c_k = \begin{cases} 1, & \delta_k > 0; \\ 0, & \delta_k \leq 0. \end{cases} \quad (14)$$

当圆柱滚子轴承的第 k 个滚子在运动过程中与滚道微损伤区域发生接触时,会产生附加位移,故需予以修正,引入局部缺陷所引起的附加位移 H .

此时,滚子与具有局部损伤的轴承外滚道的接触变形量为

$$\delta_k = x \cos(\zeta_k) + y \sin(\zeta_k) - P_d - H. \quad (15)$$

将建立的含有局部缺陷的轴承分段函数模型作为附加位移代入方程(13),建立具有局部缺陷的圆柱滚子轴承动力学方程(16).

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{x} + c_x\dot{x} + K_b \sum_{k=1}^Z c_k [x \cos(\zeta_k) + y \sin(\zeta_k) - P_d - H]^{10/9} \cos(\zeta_k) &= F_x; \\ m\ddot{y} + c_y\dot{y} + K_b \sum_{k=1}^Z c_k [x \cos(\zeta_k) + y \sin(\zeta_k) - P_d - H]^{10/9} \sin(\zeta_k) &= F_y. \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

通过判断滚子是否通过损伤区域来定义附加位移,通过比较缺陷尺寸与滚子尺寸的大小关系建立附加位移的函数模型,进而求解动力学方程,得到系统的振动时域与频域响应.

3 轴承特性分析

3.1 健康轴承特性分析

基于 N205EM 轴承数据,求解分析圆柱滚子轴承的动力学方程.

表 1 N205EM 轴承参数
Table 1 N205EM bearing parameters

参数	符号	单位	数值
外圈外径	D_{1o}	mm	52
内圈外径	D_{1i}	mm	34
外圈内径	D_{2o}	mm	46
内圈内径	D_{2i}	mm	25
滚子直径	D_b	mm	6
滚子长度	L_1	mm	10
滚子数量	Z	个	13
轴承节圆直径	D_p	mm	40

仿真采用固定步长的四阶龙格-库塔方法进行求解.假设轴承质量 $m=0.3$ kg, $F_x=0$ N, $F_y=2$ kN, 内圈转速 $n=3\ 000$ r/min, 所有方向阻尼系数为 200 N·s/m.同时,假设系统所有方向初始位移为 $1\ \mu\text{m}$, 初始速度为 0 m/s, 求解时间步长为 0.1 ms. 基于上述轴承动力学模型,图 9 和图 10 分别显示了健康圆柱滚子轴承外圈的仿真振动时域波形曲线和实验获得的振动时域波形曲线.

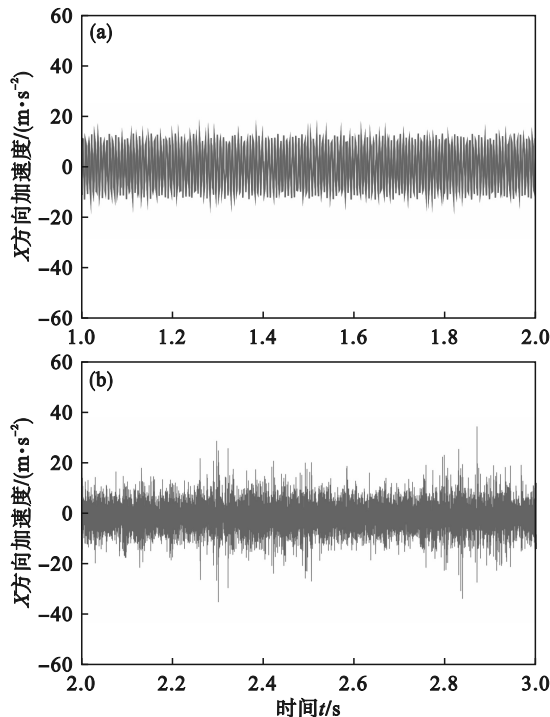


图 9 轴承在 X 方向的振动响应

Fig. 9 Vibration response of bearings in X direction

(a)—X 方向加速度仿真结果;
(b)—X 方向加速度实验结果.

在图 10 中,由于实验过程中轴承的安装精度不足及外界因素的干扰,实验测得的圆柱滚子轴承 Y 方向振动波形信号较理论仿真结果的波动更为显著.同时可见,圆柱滚子轴承外圈的振动加速度时域波形呈现一定的周期性,且仿真与实验在振动加速度信号的变化趋势上基本一致.

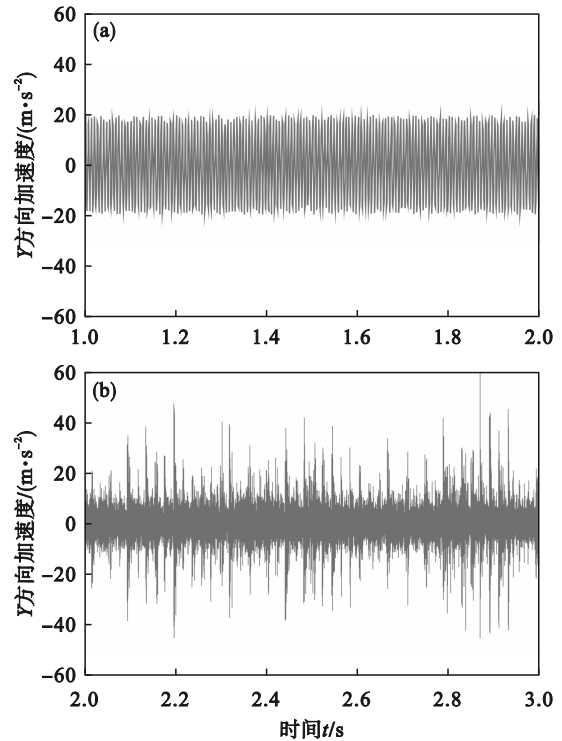


图 10 轴承在 Y 方向的振动响应

Fig. 10 Vibration response of bearings in Y direction

(a)—Y 方向加速度仿真结果;
(b)—Y 方向加速度实验结果.

3.2 局部缺陷轴承特性分析

轴承滚道具有局部凹槽损伤,令 $\eta_d=0$, 分析凹槽尺寸对轴承振动特性的影响.取局部凹槽周向尺寸 L 分别为 $1, 2$ 和 3 mm, 选取局部凹槽的深度 H_c 为 1 mm, 求解方程(16), 得到轴承的径向振动时域与频域响应曲线.图 11 为不同损伤凹槽尺寸下的轴承动力学响应.在图 11a~图 11c 中,滚子经过损伤区域时,系统出现剧烈冲击,呈现出加速度信号突然增大,又逐渐减小的规律性变化.当轴承滚子持续冲击损伤区域时,随着时间增长,滚道损伤凹槽逐渐增大.滚子经过凹槽位置时产生的冲击加大,进而更加加剧凹槽的损伤程度,直至轴承失效.在图 11d~图 11f 中,轴承响应的频率有 $f_0, 2f_0, 3f_0$ 和 $4f_0$, 其中 f_0 为 103.10 Hz, 表示外滚道故障频率.随着损伤程度的增加,系统响应的主频成分基本不变,但主频成分对应的幅值增大且系统加速度信号出现多次谐波,表明系

统趋于不稳定.

取 $L=1\text{ mm}$, $H_c=1\text{ mm}$, 转速 n 分别为 600,

1 200 和 1 500 r/min, 得到损伤轴承的时域图和包络谱图, 如图 12 所示.

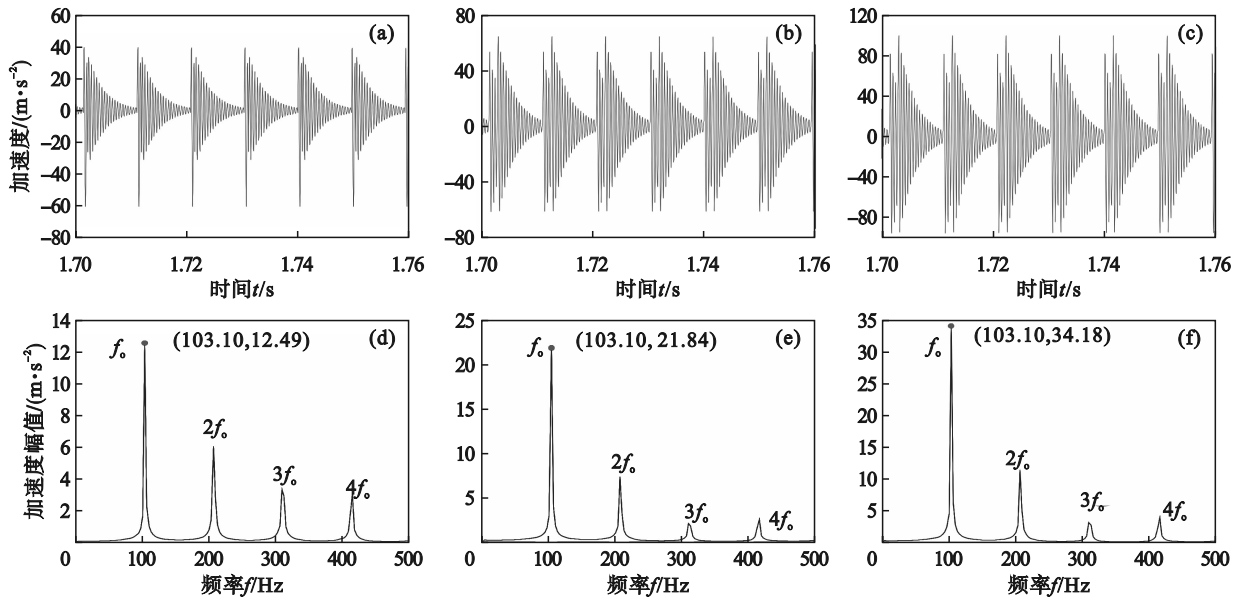


图 11 不同损伤宽度的轴承动力学响应

Fig. 11 Dynamic response of bearings with different damage widths

(a)— $L=1\text{ mm}$ 时的时域图; (b)— $L=2\text{ mm}$ 时的时域图; (c)— $L=3\text{ mm}$ 时的时域图;
 (d)— $L=1\text{ mm}$ 时的包络谱; (e)— $L=2\text{ mm}$ 时的包络谱; (f)— $L=3\text{ mm}$ 时的包络谱.

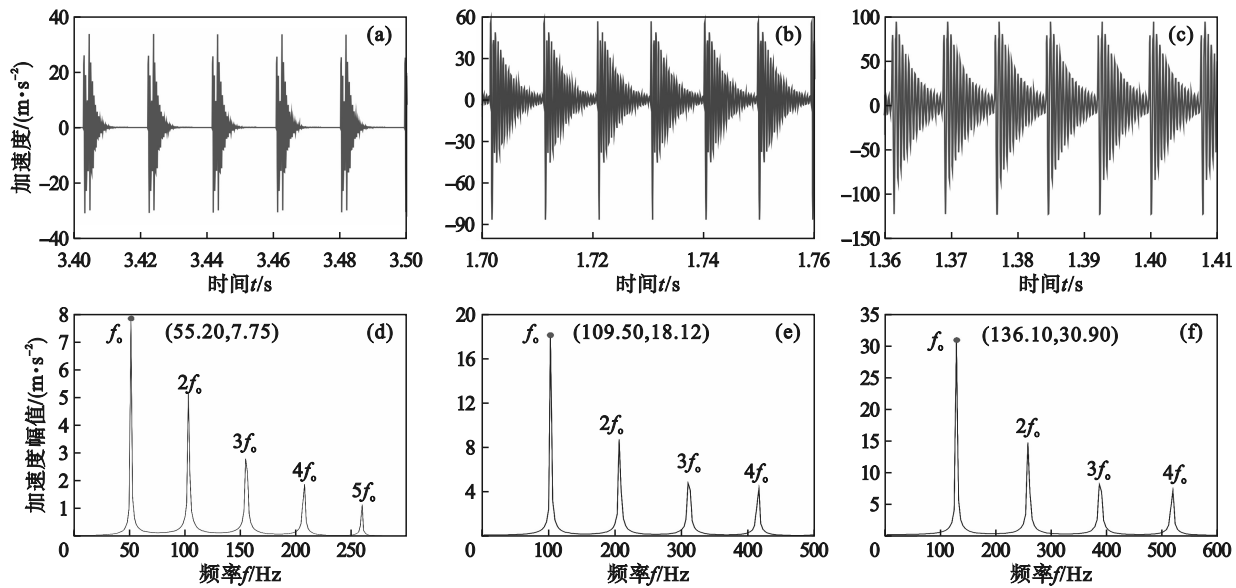


图 12 不同转速的损伤轴承动力学响应

Fig. 12 Dynamic response of damaged bearings at different rotating speeds

(a)— $n=600\text{ r/min}$ 时的时域图; (b)— $n=1\ 200\text{ r/min}$ 时的时域图; (c)— $n=1\ 500\text{ r/min}$ 时的时域图;
 (d)— $n=600\text{ r/min}$ 的包络谱; (e)— $n=1\ 200\text{ r/min}$ 的包络谱; (f)— $n=1\ 500\text{ r/min}$ 的包络谱.

在不同转速下, 通过含外滚道剥落的集中质量模型获得的轴承加速度振动响应如图 12 所示. 可以看出, 当外滚道含有剥落故障时, 轴承的时域加速度响应会出现周期性的冲击, 相邻两次冲击的间隔为 9.4 ms. 图 12a~图 12c 为滚子在剥离故障区域上滚动的局部时域波形. 可以看出, 当滚子在剥离区域上滚动时, 主要包括 3 个阶段: 第

一个阶段为滚子与剥落的前端粗糙区相接触, 粗糙导致接触变形与接触刚度的波动, 因而加速度响应开始出现波动; 第二个阶段为滚子与剥落的后端相碰撞, 产生了一个瞬时的脉冲激励, 激发了轴承的高频固有振动; 第三个阶段为滚子滚出剥落后与剥落后端的粗糙区相接触, 又一次导致了加速度响应的波动. 图 12d~图 12f 为基于希尔

伯特变换的轴承加速度响应包络谱,外滚道故障频率 f_o 及其倍频清晰可见.

在图 12a~图 12c 的时域图中,随着转速逐渐增大,时域图中轴承的振动加速度幅值也逐渐增大,由轴电流损伤凹槽导致的冲击现象变得明显.在图 12d~图 12f 的包络谱中,随着转速的变化,系统的主频成分为 55.20, 109.50 和 136.10 Hz,代表由轴电流损伤凹槽造成的轴承故障频率.同时,主频分量的振幅不断增大,表明轴承系统的振动能量随着转速的增加而增加.

3.3 局部缺陷轴承载荷分析

轴承滚道存在局部缺陷,取 $L=3\text{ mm}$, $H_c=1\text{ mm}$, $n=1\ 500\text{ r/min}$, $F_x=0\text{ N}$, $F_y=200\text{ N}$. 基于方程(11)分析损伤轴承的接触力,如图 13 所示.

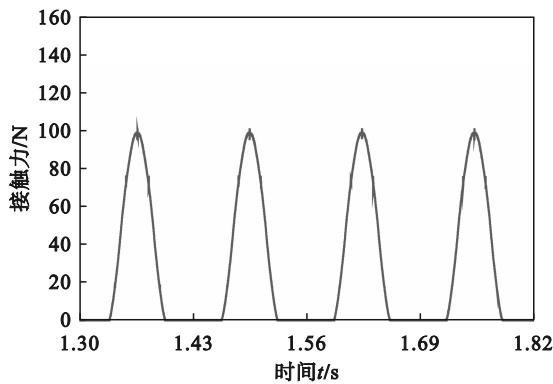


图 13 损伤轴承的接触力

Fig. 13 Contact force of damaged bearings

图 13 显示了轴承滚道中滚子的接触力变化情况.随着轴承的旋转,滚子周期性地穿过轴承的非承载区、承载区和损伤区.单个滚子与滚道的最大接触力约为 100 N.为研究轴承局部损伤程度对轴承载荷的影响,保持设定工况不变,取 L 分别为 1, 2 和 3 mm, $H_c=1\text{ mm}$. 结果如图 14 所示.

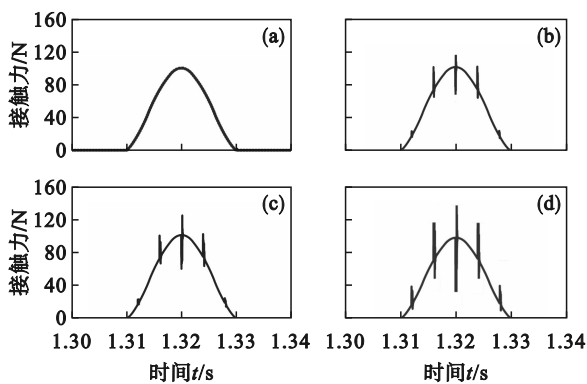


图 14 损伤程度对轴承接触力的影响

Fig. 14 Influence of damage degree on bearing contact force

(a)— $L=0\text{ mm}$ (无损伤); (b)— $L=1\text{ mm}$;
(c)— $L=2\text{ mm}$; (d)— $L=3\text{ mm}$.

在图 14 中,滚子依次经过轴承的非承载区、承载区、损伤区,再回到承载区和非承载区.当滚子通过损伤位置时,轴承会出现接触力突变的情况.从一系列损伤轴承载荷分布图中可以观察到,随着损伤程度的加剧,接触力的突变程度会显著增加,滚子与滚道之间的载荷分布波动也变得更加显著.轴承在损伤区域的承载能力逐渐减弱,当损伤缺陷达到一定程度时,位于损伤区域的滚子将会完全失去承载能力.

4 实验验证

4.1 轴承损伤模拟实验

实验机的转轴上安装有同型号的健康轴承和不同损伤程度的轴承,通过将轴电流损伤模拟试件装配在转子实验台负载端,研究不同转速、不同负载工况下轴电流模拟损伤试件的振动响应.轴承转子实验台如图 15 所示.实验中轴承外圈的故障尺寸选择 $H_c=1\text{ mm}$, L 分别为 1, 2 和 3 mm 的矩形凹槽,轴承局部故障如图 16 所示.

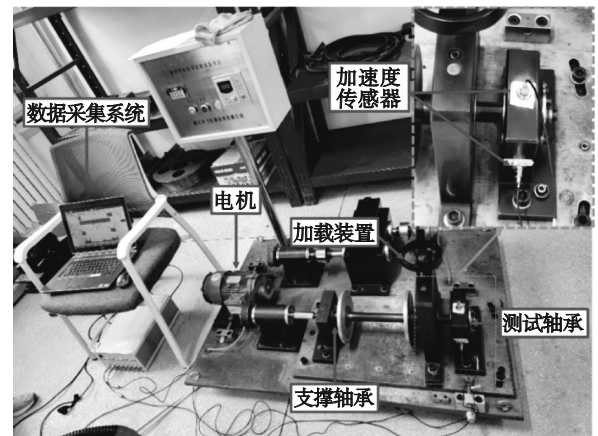


图 15 轴承转子实验台

Fig. 15 Bearing rotor test bench

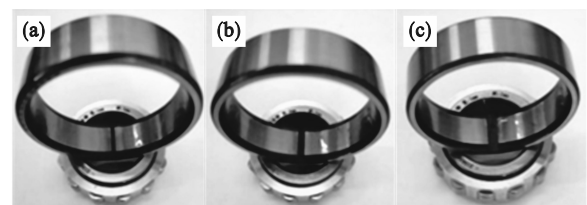


图 16 轴承外圈故障

Fig. 16 Bearings' outer ring fault

(a)— $L=1\text{ mm}$; (b)— $L=2\text{ mm}$; (c)— $L=3\text{ mm}$.

4.2 实验结果分析

采样频率为 20 kHz,内圈转速为 600, 1 200, 1 500 r/min. 时域波形含有间隔分别为 9.4, 4.7, 3.8 ms 的周期性冲击,局部时域波形同样包含滚

动元件滚过剥落故障区时的 3 个阶段, 包络谱中外滚道故障频率 f_o 及其整数倍频如图 17 所示. 对比集中质量模型和实验获得的加速度振动信号可以看出, 两者反映出了相同的规律: 时域信号都具有周期性的冲击现象, 冲击间隔时长基本一致, 三者信号的包络谱都具有清晰的外滚道故障频率 f_o 及其倍频. 根据文献[17], 外滚道故障频率的理论值为

$$f_{o\text{理论}} = \frac{Zf_s}{2} \left(1 - \frac{D_b}{D_p} \cos \alpha \right). \quad (17)$$

式中: f_s 为转频; α 为轴压力角.

在主轴转速分别为 600, 1 200 和 1 500 r/min 的实验中, 轴承动态响应如图 17~图 19 所示. 对实验中获得的外滚道故障频率的实验值、理论值以及先前获得的仿真值进行了统计分析, 结果如表 2 所示.

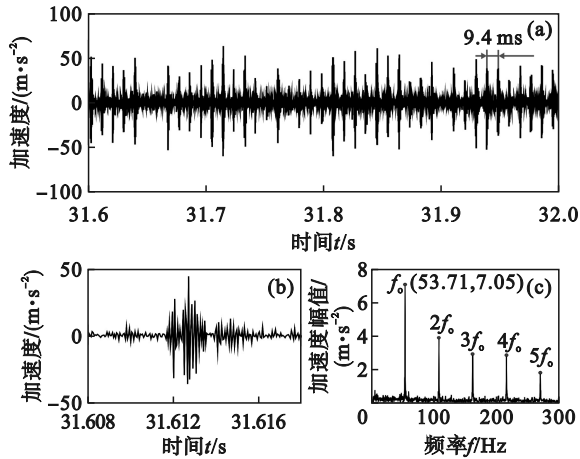


图 17 600 r/min 时轴承外圈故障状态动力学响应
Fig. 17 Dynamic response of bearings' outer ring fault state at 600 r/min

(a) 一时域波形; (b) 一局部时域波形; (c) 一包络谱.

经式(17)计算得到在不同转速下外滚道故障频率的理论值 $f_{o\text{理论}}$ 分别为 55.25, 110.50, 138.13 Hz, 且仿真值 $f_{o\text{仿真}}$ 与理论值 $f_{o\text{理论}}$ 误差保持在 2% 以内 (仿真误差= $(f_{o\text{理论}} - f_{o\text{仿真}})/f_{o\text{理论}}$), 实验值 $f_{o\text{实验}}$ 与理论值 $f_{o\text{理论}}$ 误差保持在 5% 以内 (实验误差= $(f_{o\text{理论}} - f_{o\text{实验}})/f_{o\text{理论}}$). 由于仿真与实验都存在一些误差和差异, 这主要由模型的假设、轴承安装精度以及外部环境等因素引起. 未来将尽力减少这些误差来源, 以提升仿真和实验的精度; 并进行轴承在高速条件下的实验, 以验证仿真模型在高速条件下的有效性. 此外, 集中质量仿真模型的仿真值 $f_{o\text{仿真}}$ 与实验值 $f_{o\text{实验}}$ 的误差均在 3% 左右 (相对误差= $(f_{o\text{仿真}} - f_{o\text{实验}})/f_{o\text{仿真}}$), 证明本文所建的集中质量仿真模型能够较准确地模拟外圈存在缺陷时的圆柱滚子轴承振

动特性, 说明了实验结果的可靠性.

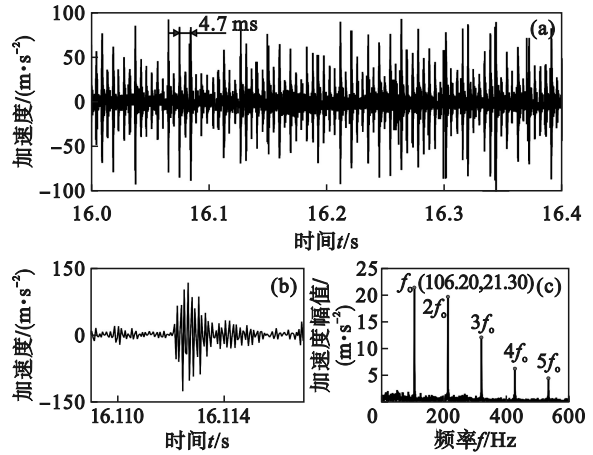


图 18 1 200 r/min 时轴承外圈故障状态动力学响应
Fig. 18 Dynamic response of bearings' outer ring fault state at 1 200 r/min

(a) 一时域波形; (b) 一局部时域波形; (c) 一包络谱.

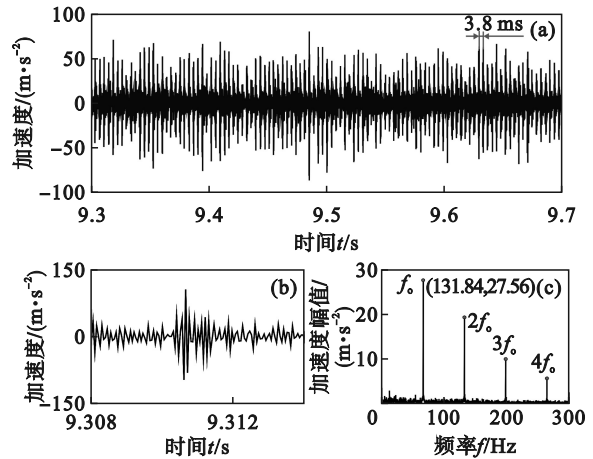


图 19 1 500 r/min 时轴承外圈故障状态动力学响应
Fig. 19 Dynamic response of bearings' outer ring fault state at 1 500 r/min

(a) 一时域波形; (b) 一局部时域波形; (c) 一包络谱.

表 2 振动响应实验误差分析

Table 2 Experimental error analysis of vibration response

工况 转速	$f_{o\text{仿真}}$ Hz	$f_{o\text{实验}}$ Hz	相对 误差 %	$f_{o\text{理论}}$ Hz	仿真 误差 %	实验 误差 %
600	55.20	53.71	2.70	55.25	0.09	2.79
1 200	109.50	106.20	3.01	110.50	0.90	3.89
1 500	136.10	131.84	3.13	138.13	1.47	4.56

5 结 论

1) 随着局部缺陷加剧, 系统响应的主频成分基本不变, 但主频成分对应的幅值增大且系统加速度信号出现多次谐波, 导致系统运行趋向不

稳定.

2) 当损伤尺寸增加时,滚子与滚道之间的载荷分布波动显著增加,轴承在损伤区域的承载能力逐渐减小;当损伤达到一定程度时,位于损伤区域的滚子将完全丧失承载能力.

3) 集中质量模型与实际实验轴承的频率响应误差约为 3%,两者加速度幅值和加速度响应信号变化规律基本一致,表明所建损伤轴承动力学模型的可靠性.

参考文献:

- [1] Li Y, Qiu L, Zhi Y J, et al. An overview of bearing voltages and currents in rail transportation traction motors [J]. *Journal of Zhejiang University: Science*, 2023, 24(3): 226-242.
- [2] 李小彭, 曲兴超, 李柏涛, 等. 含轴电流损伤的球轴承动力学建模及特性分析[J]. *东北大学学报(自然科学版)*, 2023, 44(10): 1431-1439.
(Li Xiao-peng, Qu Xing-chao, Li Bai-tao, et al. Dynamic modeling and property analysis of ball bearings with shaft current damage [J]. *Journal of Northeastern University (Natural Science)*, 2023, 44(10): 1431-1439.)
- [3] Ma J J, Xue Y J, Han Q K, et al. Motor bearing damage induced by bearing current: a review[J]. *Machines*, 2022, 10(12): 1167.
- [4] 张铁东, 张苗, 赵博煊, 等. 海上风电机组发电机轴承电腐蚀检测及原因分析[J]. *船舶工程*, 2022, 44(sup1): 106-110.
(Zhang Yi-dong, Zhang Miao, Zhao Bo-xuan, et al. Detection and cause analysis of electrical corrosion on generator bearings of offshore wind turbines [J]. *Ship Engineering*, 2022, 44(sup1): 106-110.)
- [5] 温毅. 基于多模态流形的风力发电机轴承电流损伤识别与状态预测研究[D]. 湘潭: 湖南科技大学, 2019.
(Wen Yi. Research on current damage identification and state prediction of wind turbine bearing based on multimodal manifold [D]. Xiangtan: Hunan University of Science and Technology, 2019.)
- [6] Prudhom A, Antonino-Daviu J, Razik H, et al. Time-frequency vibration analysis for the detection of motor damages caused by bearing currents [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2017, 84: 747-762.
- [7] Liu Y Q, Chen Z G, Li W, et al. Dynamic analysis of traction motor in a locomotive considering surface waviness on races of a motor bearing [J]. *Railway Engineering Science*, 2021, 29(04): 379-393.
- [8] Liu Y Q, Chen Z G, Zhai W M, et al. Dynamic investigation of traction motor bearing in a locomotive under excitation from track random geometry irregularity [J]. *International Journal of Rail Transportation*, 2022, 10(1): 72-94.
- [9] Patra P, Saran V H, Harsha S P. Chaotic dynamics of cylindrical roller bearing supported by unbalanced rotor due to localized defects [J]. *Journal of Vibration and Control*, 2020, 26(21/22): 1898-1908.
- [10] Niu L K, Cao H R, Hou H P, et al. Experimental observations and dynamic modeling of vibration characteristics of a cylindrical roller bearing with roller defects [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2020, 138: 106553.
- [11] Cao H R, Su S M, Jing X, et al. Vibration mechanism analysis for cylindrical roller bearings with single/multi defects and compound faults [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2020, 144: 106903.
- [12] Shi Z F, Liu J. An improved planar dynamic model for vibration analysis of a cylindrical roller bearing [J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2020, 153: 103994.
- [13] Wang F T, Jing M Q, Yi J, et al. Dynamic modelling for vibration analysis of a cylindrical roller bearing due to localized defects on raceways [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics*, 2015, 229(1): 39-64.
- [14] Mattar A H A, Sayed H, Younes Y K, et al. Experimental verification and nonlinear dynamic response analysis of a rolling element bearing with localized defects [J]. *Journal of Failure Analysis and Prevention*, 2022, 22(4): 1753-1770.
- [15] 刘静. 滚动轴承缺陷非线性激励机理与建模研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2014.
(Liu Jing. Nonlinear vibration mechanisms and modeling of defects in rolling element bearings [D]. Chongqing: Chongqing University, 2014.)
- [16] Patel V N, Tandon N, Pandey R K. A dynamic model for vibration studies of deep groove ball bearings considering single and multiple defects in races [J]. *Journal of Tribology*, 2010, 132(4): 041101.
- [17] Randall R B, Antoni J. Rolling element bearing diagnostics: a tutorial [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2011, 25(2): 485-520.