

DOI: 10.19344/j.cnki.issn1671-5276.2025.02.017

外圈故障轴承振动响应定量分析

伍强¹, 赵凯¹, 杨丰宇¹, 刘鹏飞¹, 杨凯², 张涛涛¹

(1. 中国航发贵阳所, 贵州 贵阳 550081;

2. 中国航发贵州黎阳航空发动机有限公司, 贵州 贵阳 550014)

摘要:为实现滚动轴承的定量故障诊断, 评估缺陷、游隙对轴承振动响应的影响, 以 6307 轴承为分析对象, 建立 4 自由度动力学及缺陷模型, 以 Matlab-Simulink 计算微分方程, 分析缺陷尺寸、轴承游隙与轴承振动信号的关系。分析结果表明: 对于外圈缺陷轴承, 可确定轴旋转频率、特征缺陷频率及其谐波频率下的幅值大小; 随着缺陷深度的增大, 加速度信号幅值先总体增大, 后恒定; 随着缺陷宽度的增大, 会产生双台阶激励, 且离开缺陷的激励比进入缺陷的激励小; 游隙的增大会加大轴承的振动响应, 且缺陷区域与游隙对振动响应存在耦合关系。这些结果有助于理解滚动轴承在不同故障下的振动响应机制, 并对滚动轴承故障进行定量分析。

关键词:航空发动机; 外圈故障; 滚动轴承; 振动响应; 定量分析

中图分类号: TP113.1; TH133.3 **文献标志码:** B **文章编号:** 1671-5276(2025)02-0087-07

Quantitative Analysis of Vibration Response of Bearing with Outer Ring Fault

WU Qiang¹, ZHAO Kai¹, YANG Fengyu¹, LIU Pengfei¹, YANG Kai², ZHANG Taotao¹

(1. AECC Guiyang Institute, Guiyang 550081, China; 2. AECC Guizhou Liyang Aero Engine Co., Ltd., Guiyang 550014, China)

Abstract: In order to realize the quantitative fault diagnosis of rolling bearings and evaluate the impact of defect and clearances on the vibration response of bearings, a 4-DOF dynamics and defect model was established with 6307 bearings being the analysis object, and the differential equation was calculated by Matlab-Simulink, and the relationship between defect size, bearing clearance and bearing vibration signal was analyzed. The analysis results show that for bearings with outer ring defects, the amplitudes of the shaft rotation frequency, characteristic defect frequency and their harmonic frequencies can be determined. With the increase of defect depth, the amplitude of the acceleration signal increases first and then becomes constant. As the width of the defect increases, double-step excitation will be generated, and the excitation leaving the defect is smaller than the excitation entering the defect. The increase of the clearance will enhance the vibration response of the bearing, and a coupling relationship between the defect area and the clearance on the vibration response comes into being. The above results are conducive for understanding the vibration response mechanism of rolling bearings under different faults and for quantitative analysis of rolling bearing faults.

Keywords: aero-engine; outer ring fault; rolling bearing; vibration response; quantitative analysis

0 引言

滚动轴承是旋转机械主要部件之一, 在航空发动机、汽车、航天等行业应用极其广泛, 其工作状态直接影响到整个设备的动态性能、可靠性和寿命。因此, 有必要全寿命监控、检测和评估轴承的故障, 防止因轴承失效导致系统故障。滚动轴承在使用过程中, 缺陷尺寸、游隙是一个动态变化的过程, 对于轻微故障, 出于成本考虑, 一般仍继续使用, 但当故障达到一定程度时, 则应更换轴承。因此, 对滚动轴承故障进行定量分析, 可以延长旋转机械使用寿命, 降低使用成本。

常用轴承故障分析方法是建立轴承的动力学

模型。PATIL 等^[1]建立 2 自由度轴承模型, 生成了轴承振动分量的频率和加速度, 研究了缺陷尺寸及其位置的影响。CHOUDHURY 等^[2]建立 3 自由度转子轴承系统, 预测了特定轴承元件上缺陷的特征及缺陷频率谐波处的重要分量。ZHANG 等^[3]建立基于时变位移的复合局部故障滚动轴承 4 自由度动力学模型, 研究了不同工况下滚动轴承局部故障的振动特性。SAWALHI、DESHPANDE、GU 等^[4-6]建立 5 自由度模型, 对轴承支承的齿轮和轴的整个系统进行了建模, 研究了轴承滚动体、内外圈缺陷对系统振动特性的影响。许礼进等^[7]建立了 36 自由度的齿轮-轴-配合间隙轴承系统动力学模型, 结合齿轮副系统和

第一作者简介: 伍强(1994—), 男, 四川遂宁人, 工程师, 研究方向为航空发动机总体结构设计, wuqiang_0219@163.com。

轴承系统,考虑了配合间隙引起的碰摩。LIU等^[8]考虑了转子质量分布,基于能量法对外圈存在局部缺陷的转子-轴承-外壳系统进行建模,探讨了转子质量分布对系统两端轴承振动响应的影响。此外,SHAH等^[9]研究了轴承座圈上具有局部缺陷的干润滑接触轴承产生的振动,表明特征缺陷频率的振幅是受润滑剂的存在、轴转速、径向载荷、缺陷位置及其大小的影响。LIOLIOS等^[10]考虑了支撑在具有径向游隙的滚珠轴承上的水平转子的动态模型,以及滚珠和座圈之间的接触力,分析了转子周期性、不稳定周期性和混沌响应等动态特性。AMBROZKIEWICZ等^[11]使用递归图和递归量化方法研究了内部游隙对球轴承动力学的的影响。YAKOUT等^[12]研究了径向间隙对滚动轴承的阻尼特性、固有振动模式和疲劳寿命的影响。在应用方面,刘永强、张阿中等^[13-14]针对高速动车组列车的轴箱轴承,建立一种含外圈故障的滚动轴承非线性动力学模型,并分析轴承的正常状态和故障。陈果等^[15]基于整机振动耦合动力学模型,导入中介轴承外圈早期剥落故障模型,通过数值积分方法获取了故障激励下的整机振动响应。

现有研究工作鲜有对滚动轴承故障进行定量分析,因此研究结果很难用于航空发动机大修故障检验定量诊断。基于前人研究,本文从振动机理建模角度对轴承外圈故障进行定量分析。通过建立滚动轴承动力学以及故障模型进行仿真分析,在时域和频域分析故障及游隙大小对振动响应的定量关系。

1 结构模型

在某型发动机大修检查时,发现发动机附件机匣锥齿轮球轴承外圈出现划伤缺陷。轴承在组件上装配关系如图1所示。从动锥齿轮由主动锥齿轮带动并将转矩由传动轴输出,从动锥齿轮通过深沟球轴承安装在机匣壳体上。深沟球轴承承受从动锥齿轮的轴向和径向载荷,并由机匣壳体中的油路通过喷油嘴喷射928润滑油到轴承端面进行润滑。从动锥齿轮轴承安装面轴颈直径为50 mm、轴承衬套内径为90 mm、长度为20 mm。实物轴承与滚动轴承6307总体结构基本一致。为分析同类轴承缺陷对振动响应的影响,特以深沟球轴承6307作为分析对象。轴承6307结构和力学参数如表1所示。

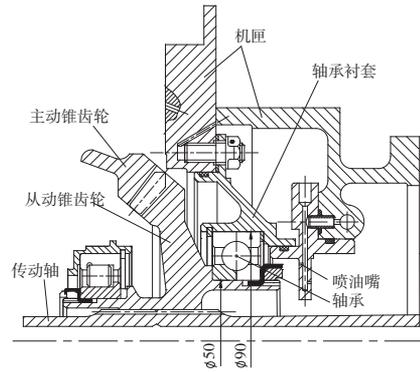


图1 轴承装配图

表1 滚动轴承6307的几何和物理特性^[16]

参数	数值	参数	数值
滚珠数 Z	8	外环质量 M_o/kg	12.638
滚珠直径 d/mm	14	内环阻尼 $C_i/(\text{Ns/m})$	1 376.8
节圆直径 D/mm	57.5	外环阻尼 $C_o/(\text{Ns/m})$	2 210.7
接触角 $\alpha/(\circ)$	0	内环刚度 $K_i/(\text{N/m})$	4.241×10^4
径向游隙 $c/\mu\text{m}$	5	外环刚度 $K_o/(\text{N/m})$	$15.105 6 \times 10^6$
滚珠刚度 $K_b/(\text{N/m})$	$1.897 8 \times 10^{10}$	轴承径向载荷 F_r/N	20
内环质量 M_i/kg	1.263		

2 理论模型

所建立的轴承4自由度简化模型如图2所示。这是对5自由度模型的简化,取消了附加簧载质量系统的高频共振响应的影响。该模型考虑了内外圈的刚度和阻尼、滚动体与内外圈的接触力,形成了以内圈和外圈的 x 向、 y 向位移的4个自由度系统。该模型基于以下假设:

- 1) 轴承为平面模型且不考虑 z 方向位移;
- 2) 滚动体靠保持架固定等间距周向分布并以恒定角速度旋转;
- 3) 外圈不旋转、内圈匀速转动且滚动体与内外圈的接触假设为面接触,符合赫兹接触模型。

在图2所示的简化模型中,在 Oxy 坐标系内,内圈以恒定速度 $\omega_i = \dot{\theta}$ 转动,外圈安装在轴承座上,内圈固定在柔性转子上, M_i 、 C_i 、 K_i 分别表示转子轴的质量、阻尼和刚度, M_o 、 C_o 、 K_o 分别表示轴承座的质量、阻尼和刚度, K_b 表示滚动体的刚度。

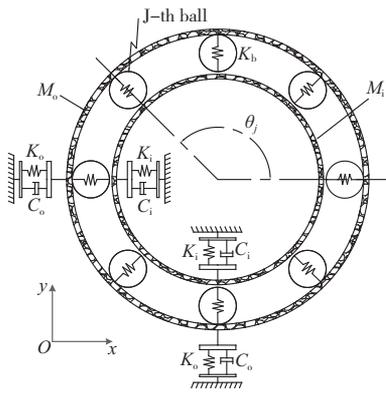


图2 轴承4自由度简化模型

将第 \$j\$ 个球的周向角位移 \$\theta_j\$ 作为时间 \$t\$ 的函数,如式(1)所示。

$$\theta_j = \frac{2\pi(j-1)}{Z} + \omega_c t + \theta_0 \quad (1)$$

式中: \$Z\$ 表示滚动体数; \$\omega_c\$ 为滚动体或保持架的速度; \$\theta_0\$ 为初始参考位置。

由滚动体公转速度可以建立内圈速度的关系式,如式(2)所示。

$$\omega_c = \frac{\omega_i}{2} \left(1 - \frac{d}{D} \right) \quad (2)$$

式中: \$\omega_i\$ 为内圈速度; \$d\$ 为滚动体直径; \$D\$ 为轴承公称直径。

2.1 接触力

根据赫兹接触变形理论,非线性关系载荷-变形如式(3)所示。

$$F = K\delta_j^n \quad (3)$$

式中: \$K\$ 是赫兹接触弹性变形的载荷-变形系数或常数; \$\delta_j\$ 是径向变形或接触变形; \$n\$ 是载荷-变形指数,滚珠轴承是 \$3/2\$, 滚子轴承是 \$10/9\$。

第 \$j\$ 个滚动体的接触变形 \$\delta_j\$ 可由内圈相对于外圈在 \$x\$ 方向的位移差 \$x = x_i - x_o\$ 和 \$y\$ 方向的位移差 \$y = y_i - y_o\$、轴承游隙 \$c\$ 共同决定,如式(4)所示。

$$\delta_j = x \cos \theta_j + y \sin \theta_j - c \quad (j=1, 2, \dots, Z) \quad (4)$$

因此,对于 \$j\$ 个滚动体的接触变形 \$\delta_j\$ 和角位移 \$\theta_j\$,分别在水平 \$x\$ 方向的总接触力 \$F_x\$ 和垂直 \$y\$ 方向上的总接触力 \$F_y\$ 可表示为式(5)所示。

$$\begin{cases} F_x = \sum_{j=1}^Z K_b \delta_j^{1.5} \cos \theta_j h(\delta_j) \\ F_y = \sum_{j=1}^Z K_b \delta_j^{1.5} \sin \theta_j h(\delta_j) \end{cases} \quad (5)$$

式中:总接触力 \$F_x\$ 和 \$F_y\$ 分别为 \$Z\$ 个滚动体的接触力之和; \$h(\delta_j)\$ 为单位阶跃函数,如式(6)所示。这是因为只有当接触变形 \$\delta_j\$ 为正时,滚动体与内

圈和外圈才会产生接触力,否则其接触力为0。

$$h(\delta_j) = \begin{cases} 1 & \delta_j > 0 \\ 0 & \delta_j < 0 \end{cases} \quad (6)$$

2.2 动力方程

分别对轴承座、转子和簧载质量系统进行动力分析,建立 \$x\$ 方向和 \$y\$ 方向的动力方程,控制方程如式(7)所示。

$$\begin{cases} M_i \ddot{x}_i + C_i \dot{x}_i + K_i x_i = -F_x \\ M_i \ddot{y}_i + C_i \dot{y}_i + K_i y_i = -F_y - M_i g + F_r \\ M_o \ddot{x}_o + C_o \dot{x}_o + K_o x_o = F_x \\ M_o \ddot{y}_o + C_o \dot{y}_o + K_o y_o = F_y - M_o g \end{cases} \quad (7)$$

式中: \$x_i, \dot{x}_i, \ddot{x}_i\$ 和 \$y_i, \dot{y}_i, \ddot{y}_i\$ 分别表示内圈沿 \$x\$ 方向和 \$y\$ 方向上的位移、速度和加速度; \$x_o, \dot{x}_o, \ddot{x}_o\$ 和 \$y_o, \dot{y}_o, \ddot{y}_o\$ 分别表示外圈沿 \$x\$ 方向和 \$y\$ 方向上的位移、速度和加速度; \$F_r\$ 表示转子径向载荷; \$g\$ 表示重力加速度。

2.3 局部故障建模

在高温、高压、高载和润滑油中包含杂质工况下,轴承会出现内圈、外圈、滚动体不同程度的划伤、锈蚀或无锈蚀的点、压坑和磨损等缺陷。在大修过程中,同型号同安装位置的轴承会出现不同大小的游隙、缺陷。其中一类是轴承外圈与滚动体配合表面的划伤,由于轴承轴向缺陷一般较小,可忽略轴向尺寸的影响。因此在 \$x-y\$ 面的简化模型中,可将外圈的划伤缺陷建模为矩形,矩形的长宽分别表示缺陷的深度和宽度,局部故障模型如图3所示。由于缺陷区域的存在,每个球的接触变形各不相同,因此球的类型也分为无载荷球、有载荷球和落入缺陷区域球3类。假设缺陷的初始角 \$\phi_d\$、宽度 \$L\$ 及深度 \$H\$,且外圈的内径为 \$D_o\$,则缺陷的周向角度 \$\Delta\phi_d\$ 如式(8)所示。

$$\Delta\phi_d = \frac{2L}{D_o} \quad (8)$$

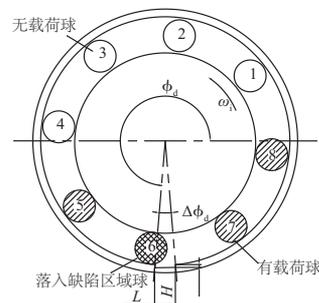


图3 外圈故障模型

由于缺陷区域的存在,当其中一个球进入缺陷区域 $\Delta\phi_d$ 时,球的路径在该位置遇到外圈上的划伤,就会失去接触,一旦离开这个缺陷,就会再次建立接触。这些突然的接触变化将导致大量的周期性冲击力。外部故障情况下的接触变形可以由式(9)计算:

$$\delta_j = x\cos\theta_j + y\sin\theta_j - c - \delta_f \quad (9)$$

式中 δ_f 是关于缺陷深度的分段函数,如式(10)所示。

$$\delta_f = \begin{cases} H & \phi_d < \text{mod}(\theta_j, 2\pi) < \phi_d + \Delta\phi_d \\ 0 & \text{其他} \end{cases} \quad (10)$$

3 算法实现

Matlab-Simulink 基于图形化环境和可定制模块库,可实现控制、通信和信号处理等非线性系统的建模、仿真与测试,以及对工程、机械等领域基于模型的设计。通过第2节的数学建模,含缺陷的轴承振动响应为时变非线性系统。为获得轴承振动的响应数据,基于2.2小节的动力方程,在Matlab-Simulink环境中建立如图4所示的仿真模型。其中,为使模拟更接近轴承实际工况,在轴承外圈添加一个噪声信号。为了模拟缺陷导致的变接触位移与接触力关系,整合式(1)~式(10)并通过Fcn模块实现嵌入式函数编辑。具体实现算法如图5所示。

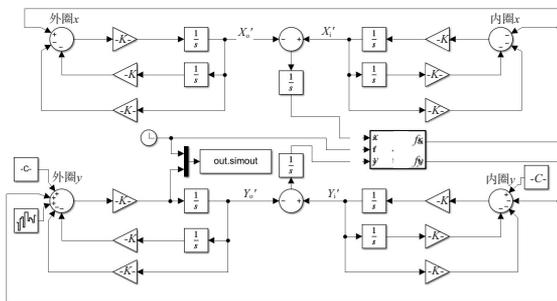


图4 Matlab-Simulink 仿真框图

轴承振动响应是通过时间增量迭代求解动力方程和滚动体接触力而获得的,通过ODE45求解器以 $1 \mu\text{s}$ 的时间步长 (Δt) 迭代计算。内圈以 125.66 rad/s 的角速度匀速转动,初始缺陷角度 $\phi_d = 3\pi/2$ 、宽度 $L = 1 \text{ mm}$ 、深度 $H = 1 \text{ mm}$ 。进行仿真分析,获得外圈的时域加速度信号,进行时域分析。通过Matlab-pspectrum函数绘制power谱,可获得不同频率下的幅值响应,实现时域向频域转换。以频域最大加速度幅值表征每个工况的振动信号,进行频域分析。

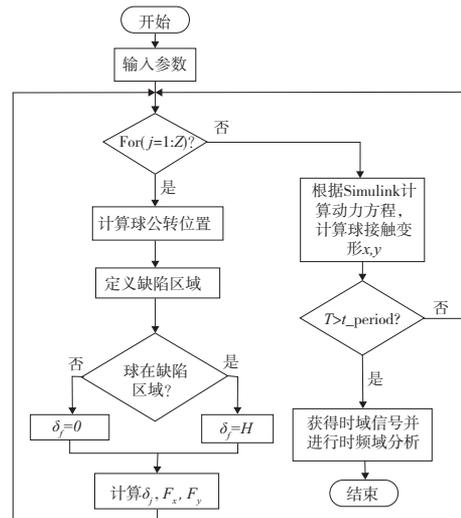


图5 控制算法流程

4 实验结果及讨论

4.1 振动响应频域分析

轴承各部件有其对应的特征转动频率,转子轴在 ω_i 转速下的特征频率 f_s 计算如式(11)所示,当各部件有划伤缺陷时,在损伤区域的特征转动频率及其倍频的能量就会增大。滚珠通过外圈的频率 f_{BPFO} 由式(12)计算。

$$f_s = \frac{\omega_i}{2\pi} = 20 \quad (11)$$

$$f_{\text{BPFO}} = \frac{f_s Z}{2} \left(1 - \frac{d}{D} \cos\alpha \right) = 60.523 \quad (12)$$

为了分析缺陷轴承的频率分布,设置两组实验,对照组轴承无缺陷,另一组设置缺陷宽度 $L = 1 \text{ mm}$ 、缺陷深度 $H = 1 \text{ mm}$,进行仿真分析,并将振动响应转换到频域进行分析。良好轴承和外圈缺陷轴承的振动响应频谱分布如图6所示。在图6(a)中,可以确定转子转动的特征频率(f_s)及谐波频率($5f_s$),而在图6(b)中,可以观测到 60.5617 Hz 、 120.757 Hz 、 181.319 Hz 和 241.636 Hz 的频谱,对应于球通过外圈频率(f_{BPFO})及其谐波频率($2f_{\text{BPFO}}$ 、 $3f_{\text{BPFO}}$ 、 $4f_{\text{BPFO}}$),且故障特征频率 60.5617 Hz 与计算的滚珠通过外圈频率 60.523 Hz 基本一致。与良好轴承相比,这些频率的振幅显著增大。当球通过缺陷区域时,由于接触变形导致的激振力作用在轴上。这些周期性影响会显著增大缺陷轴承的振动响应幅度。

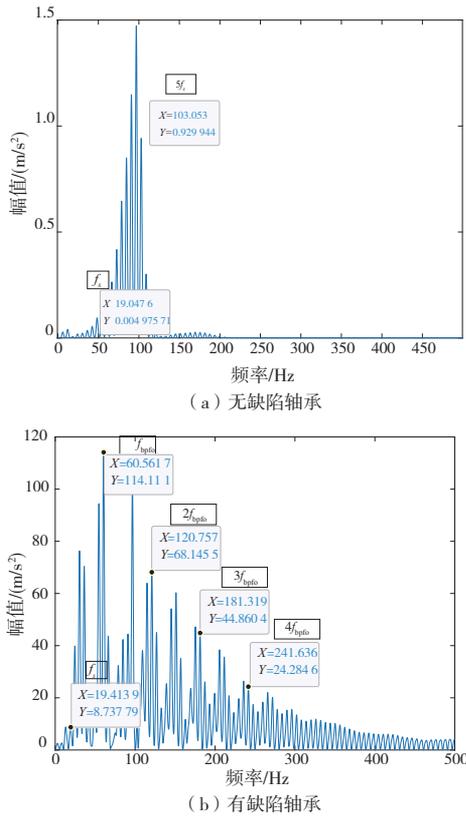


图 6 振动响应频谱信号

4.2 缺陷尺寸的影响

1) 缺陷深度的影响

为模拟外圈故障深度对加速度幅值响应的影响,针对宽度 L 分别为 0.5 mm、1.0 mm、1.5 mm 和 2.0 mm 4 种工况,缺陷深度 H 在 0~0.016 mm 范围内进行仿真分析。其余工况设置为:内圈以 125.66 rad/s 的角速度匀速转动,初始缺陷角度 $\phi_d = 3\pi/2$ 。最大加速度响应信号如图 7 所示。

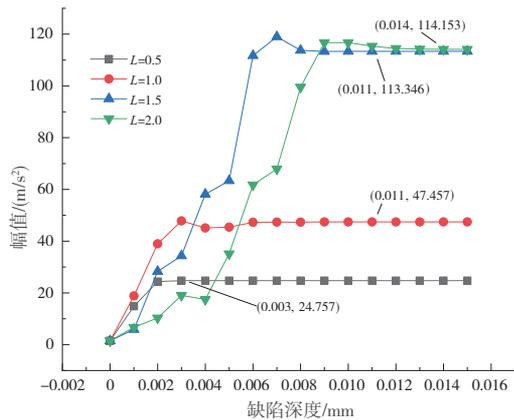


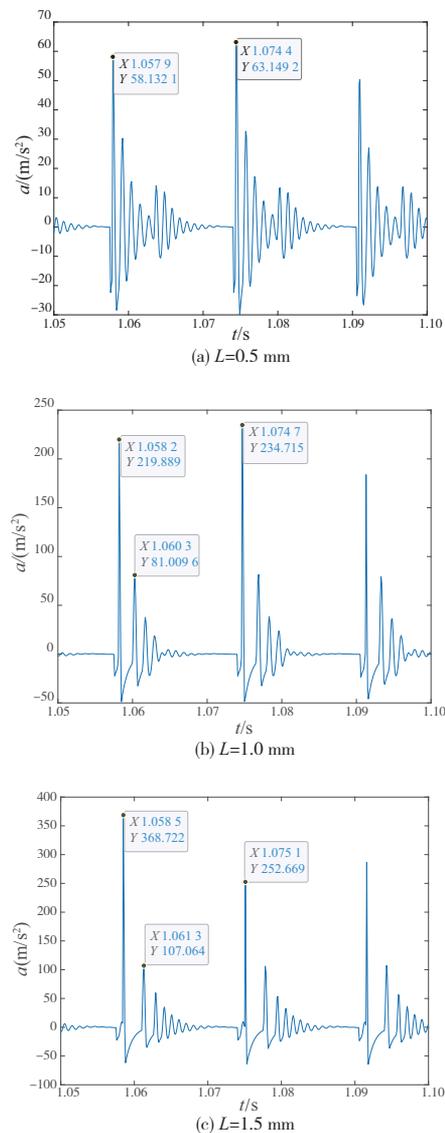
图 7 不同缺陷深度下的仿真响应信号

从图 7 可以看出,随着缺陷深度的增大,加速度信号幅值先总体增大,后恒定,且个别点的幅值

大于稳定后的值。说明在加速度幅值增大过程中,缺陷深度贡献了幅值响应。随着缺陷宽度增大,加速度幅值稳定开始点的缺陷深度也较大,且稳定的加速度幅值也更大,说明在加速度幅值稳定后,缺陷深度对幅值响应不再起作用,起作用的是缺陷宽度。当 $L=0.5$ mm、 $H=0.003$ mm 时, $L=1.0$ mm、 $H=0.011$ mm 时, $L=1.5$ mm、 $H=0.011$ mm 时, $L=2.0$ mm、 $H=0.014$ mm 时,加速度幅值开始趋于稳定,即缺陷深度不再贡献幅值响应。

2) 缺陷宽度的影响

为模拟外圈故障宽度对加速度响应幅值的影响,设置缺陷宽度 L 分别为 0.5 mm、1.0 mm、1.5 mm 和 2.0 mm 4 种工况进行仿真分析。其余工况设置为:内圈以 125.66 rad/s 的角速度匀速转动,初始缺陷角度 $\phi_d = 3\pi/2$,缺陷深度 $H=1$ mm。加速度响应时域信号如图 8 所示,其中时间采样周期为 1.05~1.10 s。



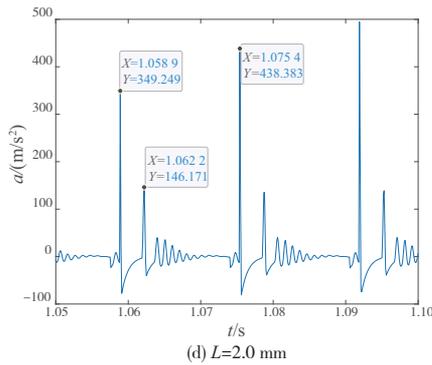


图8 不同缺陷宽度下的仿真响应信号

比对图8中不同缺陷宽度下的仿真响应信号,可以观察到滚珠通过缺陷区域产生的一系列阶跃脉冲信号。4种不同缺陷宽度下均会产生冲击周期为 $t=0.0165\text{ s}$ 的振荡衰减脉冲信号,与特征周期理论值 $t=\frac{2\pi}{Z\omega_c}=0.0165\text{ s}$ 一致。随着缺陷宽度的增大,当缺陷宽度 $L\geq 1.0\text{ mm}$ 时,会出现双台阶脉冲现象,即在脉冲信号后还有一次脉冲信号。这是由于随着缺陷宽度的增大,滚珠与缺陷两次冲击造成的。图8(b)中 $L=1.0\text{ mm}$ 时,时间间隔为 $1.0603-1.0582=0.0021\text{ s}$;图8(c)中 $L=1.5\text{ mm}$ 时,时间间隔为 $1.0613-1.0585=0.0028\text{ s}$;图8(d)中 $L=2.0\text{ mm}$ 时,时间间隔为 $1.0622-1.0589=0.0033\text{ s}$,可观察到两次冲击之间的时间间隔随着缺陷尺寸的增大而增大,第2次脉冲幅度要比第1次的小。这是由于滚珠进入缺陷区域的脉冲信号要比离开缺陷区域的振动小,且相邻两次冲击的时间间隔不随缺陷宽度的影响,仍然为外圈故障的特征周期。

4.3 游隙的影响

为分析游隙对加速度振动响应的影响,针对宽度 L 分别为 0 mm 、 0.5 mm 、 1.0 mm 、 1.5 mm 和 2.0 mm 5种工况,游隙在 $0.005\sim 0.050\text{ mm}$ 范围内进行仿真分析,其中 $L=0\text{ mm}$ 工况为无缺陷轴承作为对照组。其余工况设置为:内圈以 125.66 rad/s 的角速度匀速转动,初始缺陷角度 $\phi_d=3\pi/2$,缺陷深度 $H=1\text{ mm}$ 。最大加速度响应信号如图9所示。

从图9可以看出,轴承游隙从 $0.005\sim 0.050\text{ mm}$ 逐渐增大的过程中,轴承幅值均为整体增大的趋势,说明游隙的增大会加剧轴承的振动响应。且缺陷宽度 L 从 $0\sim 2\text{ mm}$ 增大过程中,曲线越波动,说明游隙对振动响应的影响受缺陷宽度的影响,

且缺陷宽度越大影响越大。正常轴承幅值最大为 1.795 m/s^2 ,远小于游隙同为 0.05 mm 、缺陷宽度 $L=0.5\text{ mm}$ 下的轴承加速度幅值 23.818 m/s^2 ,说明缺陷的存在会显著增加轴承的振动响应。相比于缺陷宽度 L 为 1.5 mm 和 2.0 mm 情况,缺陷宽度 L 为 0.5 mm 和 1.0 mm 工况幅值波动范围不大,受游隙的影响较小。

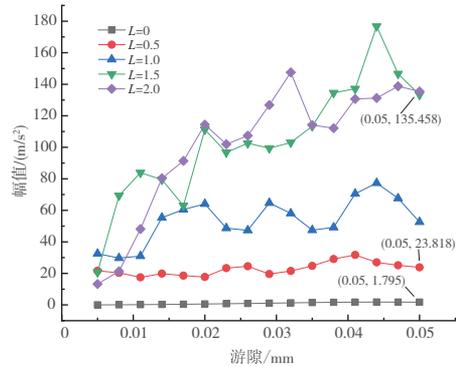


图9 轴承游隙对振动幅度的影响

5 结语

本文采用模拟滚动轴承振动响应的数值模拟模型,基于赫兹接触理论,建立了4自由度简化动力控制方程,模拟不同程度外圈故障和游隙大小的滚动轴承振动响应信号,分析时域与频域振动信号与缺陷宽度、游隙大小之间的关系。本文的分析可以为大修发动机滚动轴承故障定量分析提供理论依据,结论如下。

1) 比较良好与缺陷轴承频域信号,对于良好与缺陷轴承,均可发现轴旋转频率分量,而对于外圈缺陷轴承,还可确定特征缺陷频率及其谐波频率分布。

2) 分析外圈缺陷轴承时域信号,随着缺陷深度的增大,加速度信号幅值先总体增大,后恒定,且个别点的幅值大于稳定后的值。随着缺陷宽度的增大,当缺陷宽度 $L\geq 1.0\text{ mm}$ 时,会产生双台阶激励,且离开缺陷的激励比进入缺陷的激励小。相邻两次冲击的时间间隔不随缺陷宽度的影响,仍然为外圈故障的特征周期。

3) 轴承游隙从 $0.005\sim 0.050\text{ mm}$ 逐渐增大的过程中,轴承幅值均为整体增大的趋势,说明游隙的增大会加大轴承的振动响应,游隙对振动响应的影响受缺陷宽度的影响,且缺陷宽度越大影响越大。

参考文献:

- [1] PATIL M S, MATHEW J, RAJENDRAKUMAR P K, et al. A theoretical model to predict the effect of localized defect on vibrations associated with ball bearing [J]. International Journal of Mechanical

- Sciences, 2010, 52(9):1193-1201.
- [2] CHOUDHURY A, TANDON N. Vibration response of rolling element bearings in a rotor bearing system to a local defect under radial load[J]. Journal of Tribology, 2006, 128(2):252-261.
- [3] ZHANG X, YAN C F, LIU Y F, et al. Dynamic modeling and analysis of rolling bearing with compound fault on raceway and rolling element[J]. Shock and Vibration, 2020, 2020:1-16.
- [4] SAWALHI N, RANDALL R B. Simulating gear and bearing interactions in the presence of faults [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2008, 22(8):1924-1951.
- [5] DESHPANDE L G. Simulation of vibrations caused by faults in bearings and gears [D]. UNSW Sydney: [s.n.], 2014.
- [6] GU R KAN N E, O ZGU VEN H N. Interactions between backlash and bearing clearance nonlinearity in geared flexible rotors[C]//Volume 7: 10th International Power Transmission and Gearing Conference. Las Vegas, Nevada, USA; ASMEDC, 2007:459-468.
- [7] 许礼进, 陈青, 代鹏, 等. 外圈与轴承座配合间隙对齿轮-轴-轴承系统振动性能的影响[J]. 机械传动, 2023, 47(4):30-37, 73.
- [8] LIU Y F, YAN C F, WANG K, et al. Dynamic modeling of rotor-bearing-housing system with local defect on ball bearing using mass distribution and energy methods[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-Body Dynamics, 2021, 235(3):412-426.
- [9] SHAH D S, PATEL V N. A dynamic model for vibration studies of dry and lubricated deep groove ball bearings considering local defects on races [J]. Measurement, 2019, 137:535-555.
- [10] LIOLIOS A N, ANTONIADIS I A. Effect of rotational speed fluctuations on the dynamic behaviour of rolling element bearings with radial clearances [J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2006, 48(8):809-829.
- [11] AMBROZKIEWICZ B, LITAK G, GEORGIADIS A, et al. Effect of radial clearance on ball bearing's dynamics using a 2-DOF model [J]. International Journal of Simulation Modelling, 2021, 20(3):513-524.
- [12] YAKOUT M, NASSEF M G A, BACKAR S. Effect of clearances in rolling element bearings on their dynamic performance, quality and operating life[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2019, 33(5):2037-2042.
- [13] 刘永强, 王宝森, 杨绍普. 含外圈故障的高速列车轴承转子系统非线性动力学行为分析[J]. 机械工程学报, 2018, 54(8):17-25.
- [14] 张阿中, 刘建新, 蔡久凤. 考虑轴承故障高速列车齿轮传动系统振动响应分析[J]. 噪声与振动控制, 2022, 42(5):165-170.
- [15] 陈果, 贺志远, 尉询楷, 等. 基于整机的中介轴承外圈剥落故障振动分析[J]. 航空动力学报, 2020, 35(3):658-672.
- [16] CUI L L, ZHANG Y, ZHANG F B, et al. Vibration response mechanism of faulty outer race rolling element bearings for quantitative analysis[J]. Journal of Sound and Vibration, 2016, 364:67-76.

收稿日期:2023-07-13

(上接第73页)

- [12] 徐全坤, 阚侃, 黄振宇, 等. 基于气浮导轨的光栅尺动态检测系统设计与误差分析[J]. 机电工程技术, 2021, 50(8):138-141.
- [13] 张志平, 杨晓峰. 激光外差干涉技术在光刻机中的应用[J]. 激光与光电子学进展, 2022, 59(9):297-304.
- [14] 党宝生, 熊显名, 王献英, 等. 超精密光栅尺位移测量系统[J]. 激光杂志, 2018, 39(9):42-46.
- [15] KWON K S, RAHMAN M K, PHUNG T H, et al. Review of digital printing technologies for electronic materials[J]. Flexible and Printed Electronics, 2020, 5(4):043003.
- [16] 豆姣. 压电式喷墨打印头的动态特性研究[D]. 大连:大连理工大学, 2019.
- [17] TADASHI G, YUHKI K, KIYOSHI O, et al. 202 - ppi Full - color AMPLD display fabricated by ink - jet method [J]. Sid Symposium Digest of Technical Papers, 2012, 37(1):1767-1770.
- [18] KODEN M. OLED displays and lighting[M]. [S.I.]: John Wiley & Sons, 2016.
- [19] 金子诚, 富田良幸, 堀内雅彦. Stage Equipment 特刊:日本, 200328973[P]. 2005-10-21.
- [20] 姬琪, 王红园. 基于直线电机驱动气浮导轨的高精度定位平台实现[J]. 电子测量技术, 2015, 38(12):89-91, 95.
- [21] 杨宏兴, 付海金, 胡鹏程, 等. 超精密高速激光干涉位移测量技术与仪器[J]. 激光与光电子学进展, 2022, 59(9):305-319.
- [22] 汪书辉. 基于激光干涉仪的大范围二维坐标计量关键技术研究[D]. 天津:天津大学, 2021.
- [23] 陆叶盛. 超精密装备恒温气浴关键技术研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学, 2013.
- [24] 曾强辉. 浸没式光刻机浸没单元微环境恒温气浴技术的研究[D]. 杭州:浙江大学, 2018.
- [25] 钟凌. 投影光刻机内部气体温度控制系统设计[D]. 上海:华东理工大学, 2014.
- [26] 黄宁. 超稳定微环境恒温气浴温度场协同仿真研究[D]. 武汉:华中科技大学, 2020.

收稿日期:2023-07-25