

滚动轴承缺陷振动建模及冲击特征提取*

李祥阳, 陈万强

(西安航空学院陕西省泵类装备工程研究中心 西安, 710077)

摘要 以 SKF6205-2RS 深沟球轴承为研究对象, 运用 Hertzian 接触理论、弹性力学及滚动轴承几何学, 建立了可预测滚动轴承不同损伤位置和程度的状态模型, 并通过 Runge-Kutta 数值方法获取了系统响应。计算结果表明: 径向负荷作用下, 模型对内圈、外圈、钢球局部损伤所激励的频率及其谐波成分可进行良好预测; 阐述不同状态下轴承振动规律, 论证连续 Haar 小波变换周期性; 利用连续 Haar 小波变换在时间-尺度域上所特有的周期性结合自相关消噪, 提出了一种滚动轴承早期损伤特征提取的自相关连续 Haar 小波方法。诊断实例证明, 这种方法能够有效消除信号的噪声, 提取信号的弱冲击成分。

关键词 滚动轴承; 预测模型; 连续 Haar 小波; 自相关消噪; 弱冲击成分

中图分类号 TB17; TH133.3

引言

航空发动机和航空燃气涡轮机等重大装备的核心技术问题之一就是轴承, 它对整个飞机制造业的发展水平有着举足轻重的作用。对滚动轴承进行状态评估可以提高装备的可靠性, 实现由“事后维修”到“预知维修”的转变, 提高飞机设备的管理水平, 保证产品质量; 同时又为航空轴承可靠性增长设计和服役性能控制奠定了方法基础^[1-2]。预测模型是一种有效的工具, 它可以帮助深入理解产生损伤的机理, 还可以用来检验各种评估方法的实效性。文献[3-4]从数字信号角度出发, 用周期性脉冲序列来模拟单点和多点损伤对轴承的冲击激励, 并给出了轴承损伤响应模型, 在研究轴承载荷分布基础上采用脉冲序列模拟瞬态冲击力。文献[5]提出了一种数学模型, 用来描述当轴承通过损伤点时内部轴承力的变化, 并且采用 VB 编制了载荷影响及谱图分析程序。文献[6]分析了外负荷和损伤位置对振动行为的影响, 确定了外载荷作用下振动的周期性与力传递的途径。文献[7]论证了滚动轴承局部损伤信号的统计量具有近似循环平稳性, 指出由于离心力、陀螺力矩和润滑形态的影响, 会导致接触角的不断变化和轴承部件的相对滑动, 从严格意义上讲, 轴

承损伤信号是非平稳信号, 但仍然可以将其视为近似循环平稳信号。文献[8-9]研究了球轴承的自然振动, 拾取了外圈的径向、轴向的振动, 对拾取信号进行 FFT 谱分析和模态分析, 导出了外圈自然振动表达式、平面内自然振动频率表达式和平面外自然振动频率表达式, 分析了 3 种振动频率公式的精度。研究了单个和多个缺陷对应的冲击响应特点, 给出了损伤频率的计算公式, 但并没有在时、频域进行分析, 只是认为损伤对轴承的冲击可以用矩形波、三角波和半余弦波等脉冲序列来描述。以上研究从动力学响应的角度进行统计模拟, 没有涉及轴承本身的建模问题。文献[10]提出考虑接触-变形域的轴承仿真模型, 讨论了故障位置对振动的影响。文献[11]采用两自由度方程模拟了内、外圈和滚动体故障, 分析了轴承周期、准周期和混沌运动。文献[12]用有限元法研究了不平衡力作用下损伤轴承的动特性。

笔者对已有的状态模型作了改进。在 Fukata 二自由度方程^[13]基础上引入了套圈-钢球-支座的振动耦合作用, 综合考虑了局部损伤的位置和程度, 建立了可预测不同损伤位置和损伤程度的滚动轴承状态分析模型, 揭示了不同状态下的振动规律。要获得轴承服役的准确信息, 信号处理至关重要。FFT 变换通过构造不同类型的滤波器来满足消噪的需

* 科技部创新基金资助项目(13C26216105730); 陕西省自然科学基金基础研究计划资助项目(2014JM2-5069)
收稿日期: 2014-12-03; 修回日期: 2015-03-01

要,却无法消除遍布于整个频域范围内的噪声。应用匹配滤波器时,如果输入信号的信噪比较低,滤波器将输出多峰,造成特征失效^[14]。笔者在对预测响应信号处理的基础上,分析了连续 Haar 小波所特有的时间-尺度周期性,指出这种特性可以充分展示滚动轴承损伤振动信号中的周期性冲击成分。已有的小波技术在轴承信号处理中的应用往往从基函数相似性匹配的角度出发,笔者进一步发掘小波基函数在滚动轴承振动信号中的应用。结合自相关预处理,提出了一种自相关连续 Haar 小波变换方法来识别轴承早期损伤模式。理论和实践证明,这种方法能够有效消除损伤信号中的干扰,使得在消除干扰信号的同时保留信号中的弱冲击成分。

1 滚动轴承预测模型

滚动轴承受载接触时,钢球与滚道之间将发生非线性弹性变形,由 Hertzian 理论,点接触弹性恢复力^[15]为

$$f = K\delta^{1.5} \quad (1)$$

其中: δ 为弹性趋近量; K 为总接触刚度系数。

内外圈分别为 K_i, K_o ,由以下两式求的

$$K_i = 2.15 \times 10^5 \sum -\rho^{-0.5} (\gamma^*)^{-1.5} \quad (2)$$

$$K_o = 2.15 \times 10^5 \sum -\rho^{-0.5} (\gamma^*)^{-1.5} \quad (3)$$

其中: $\sum -\rho$ 为接触点的曲率和; γ^* 为变形系数,其值的计算参见文献[15]。

图 1 为滚动轴承坐标示意图,第 i 个钢球套圈接触变形 δ_i 为内圈在 x, y 方向位移 (x_s, y_s) ,钢球位置角 θ_i 和游隙 c 的函数

$$\delta_i = x_s \cos\theta_i + y_s \sin\theta_i - c \quad (i = 1, 2, \dots, n) \quad (4)$$

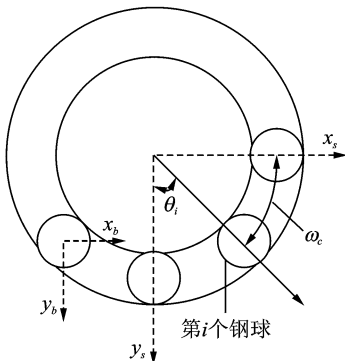


图 1 滚动轴承示意图

Fig. 1 The reference axes of the rolling bearing

设 (x_b, y_b) 为钢球的坐标,由于振动传递作用,考虑到钢球自身的振动,局部接触变形为

$$\delta_i = (x_s - x_b) \cos\theta_i + (y_s - y_b) \sin\theta_i - c \quad (5)$$

其中: θ_i 为轴承第 i 个钢球的位置角。

$$\theta_i = \frac{2\pi \cdot i}{N} + \omega_c t \quad (6)$$

其中: ω_c 为轴承公转速度即保持器转速; N 为钢球个数。

设轴的转速为 ω ,则 $\omega_c = \frac{1}{2}\omega(1 - \frac{D_b}{D_p})$,其中: D_b

为钢球直径; D_p 为轴承节圆直径。

同理,设 (x_o, y_o) 为支座处的运动坐标,接触变形就可表示为

$$\delta_o = (x_b - x_o) \cos\theta_i + (y_b - y_o) \sin\theta_i - c \quad (7)$$

图 2 为内圈-钢球-支座振动耦合作用示意图。

根据 Lagrange 方程,动力学方程为

$$\begin{cases} m_s \ddot{x}_s + c_s \dot{x}_s + k_i \sum_{i=1}^N [\delta_i]^{1.5} \cos\theta_i + F_x = 0 \\ m_s \ddot{y}_s + c_s \dot{y}_s + K_i \sum_{i=1}^N [\delta_i]^{1.5} \sin\theta_i + F_y = 0 \\ m_b \ddot{x}_{bi} - K_i [\delta_i]^{1.5} \cos\theta_i + K_o [\delta_o]^{1.5} \cos\theta_i = 0 \\ m_b \ddot{y}_{bi} - K_i [\delta_i]^{1.5} \sin\theta_i + K_o [\delta_o]^{1.5} \sin\theta_i = 0 \\ m_o \ddot{x}_o + c_o \dot{x}_o + k_o x_o + K_o \sum_{i=1}^N [\delta_o]^{1.5} \cos\theta_i = 0 \\ m_o \ddot{y}_o + c_o \dot{y}_o + k_o y_o + K_o \sum_{i=1}^N [\delta_o]^{1.5} \sin\theta_i = 0 \end{cases} \quad (8)$$

其中: m_s, m_b, m_o 分别为内圈与轴的质量、钢球质量、外圈与支座质量; c_s 为轴承内阻尼; k_o, c_o 为支座刚度与阻尼。

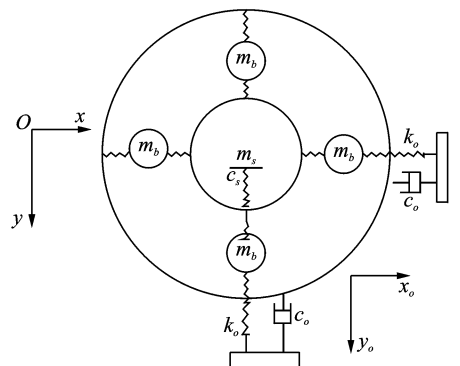


图 2 滚动轴承振动系统坐标图

Fig. 2 The reference axes of the rolling bearing vibration system

2 局部损伤模型及响应分析

2.1 轴承损伤建模

轴承长期服役由于交互应力作用会出现疲劳剥落等局部损伤,在损伤接触域 θ_d 中,载荷作用会激发短时冲击,冲击可以表示为

$$\Delta(\theta) = \begin{cases} 1 & (|\theta| \leq \theta_d) \\ 0 & (|\theta| > \theta_d) \end{cases} \quad (9)$$

对内圈处的局部损伤诱发振动可表示为

$$I_i(t) = A_i \sum_i^N \Delta \left\{ \text{mod}(\theta_{ii}, 2\pi) - \frac{2\pi}{N}(i-1) \right\} \quad (10)$$

设 k_d 为动荷系数,其大小与损伤类型、形状及尺寸等因素有关,通过调整 k_d 的值可以模拟不同损伤程度; ϵ 为载荷分配系数; β 为外圈局部损伤角位置,根据文献[15]则有

$$A_i = \frac{5k_d}{N} \left[1 - \frac{1}{2\epsilon} (1 - \cos\beta) \right]^{1.5} \quad (11)$$

内圈接触角为

$$\theta_{ii} = \frac{2\pi}{N}(i-1) + (\omega_c - \omega)t \quad (12)$$

外圈处局部损伤诱发冲击序列可表示为

$$I_o(t) = A_o \sum_i^N \Delta \left\{ \text{mod}(\theta_{oi}, 2\pi) - \frac{2\pi}{N}(i-1) \right\} \quad (13)$$

轴承外圈与支座固定,因此外圈接触角为

$$\theta_{oi} = \frac{2\pi}{N}(i-1) + \omega_c t \quad (14)$$

滚动体自转时损伤处会与内、外圈作用而激发两个序列,同内、外圈作用时产生的脉冲大小不同,表达式为

$$I_{ib}(t) = A_b \Delta \{ \text{mod}(\theta_b, 2\pi) \} \quad (15a)$$

$$I_{ob}(t) = A_b \Delta \{ \text{mod}(\theta_b, 2\pi) - \pi \} \quad (15b)$$

钢球损伤总的振动冲击序列为

$$I_b(t) = I_{ib}(t) + I_{ob}(t) \quad (16)$$

2.2 轴承预测响应分析

上述轴承损伤建模方法可以根据设计参数预测各种损伤信号,表现在模型上相当于把式(5),(7)中的游隙 c 增加损伤激励冲击序列,使得

$$c = c + I(t) \quad (17)$$

轴承诊断首要的任务是根据轴承损伤信号的特点选择可行的处理方法。预测模型从动力学角度描

述了轴承损伤的内在涵义,这对时序方法的选择十分有益。以 SKF6205-2RS 深沟球轴承为研究对象进行算例分析,有关参数为:转轴质量 $m_s = 5.5$ kg,轴承阻尼 $c_s = 877.6$ Ns/m,内圈直径为 25.001 mm,外圈直径为 51.998 mm,厚度为 0.5906 mm,钢球直径 $D_b = 7.94$ mm,节圆直径 $D_p = 39.039$ mm,支座质量 $m_o = 12.638$ kg,支座阻尼 $c_o = 1796$ Ns/m,支座刚度 $k_o = 12.3 \times 10^6$ N/m,轴承游隙 $e = 0.1 \mu\text{m}$,钢球个数 $N = 9$,转速为 1796 r/min,径向载荷 $F_x = 650$ N, $F_y = 500$ N,轴承为普通轴承钢制。式(8)非线性很强,难以得到解析解,通过 Runge-Kutta 数值方法获取系统响应。

轴承从正常演化为异常,在波形和谱图上会显示一定的规律。图3对应正常状态轴承的振动,显然从波形中看不出冲击成分,这时轴承的振动主要由转频 f_s 和变柔度振动频率^[13]及其谐波组成。这是因为在径向载荷的作用下,各钢球的受力情况是不一样的,随着钢球上的某一点的运动位置不同受力情况亦不一样。随着钢球相对于径向载荷作用线的移动,轴承刚度以数倍于钢球沿静止套圈转动的频率呈周期性变化。文献[13]研究证明,当转速远离临界转速时,轴承振动频率表现为变柔度振动频率振动和它的谐波。

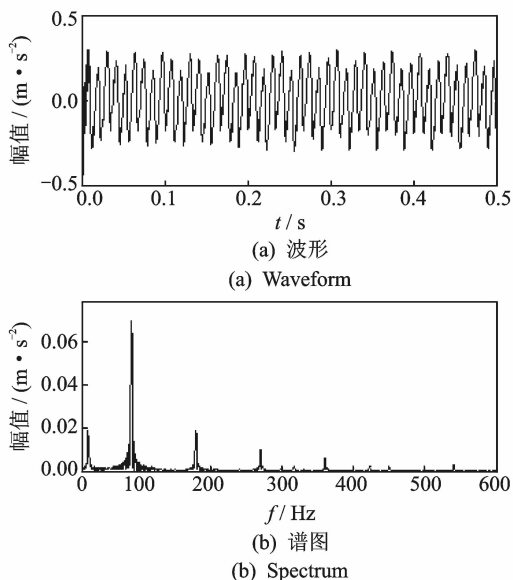


图3 正常状态波形与谱图

Fig. 3 Waveform and spectrum of normal signal

以外圈为例进行损伤模拟,图4为模拟信号波形和功率谱图。与正常状态相比,其特点是时域为一系列有一定时间间隔的周期性冲击波形,循环周

期 $T=1/f_o$ 与损伤频率相对应,这是由于损伤接触产生冲击能量所致。谱图主要为转频 f_s , 损伤特征频率 $f_o=0.5 N(1-d/D_p)f_s=105.8 \text{ Hz}$ 及其高次谐波与调制成分。在承受来自钢球方向的接触载荷作用下,轴承支座处产生弯曲变形,并与滚动物一起旋转而产生振动。Fukata 二自由度方程实质上描述了转轴处的运动,缺乏式(8)耦合效应,因此振动频率表现为低频成分,反映不出损伤的循环周期冲击与钢球-支座振动的高频调制。图 4 中,因为冲击能量较弱,低频处谱线被轴承其他振动成分压制。同时,损伤接触区产生的脉冲冲击力受到载荷分布的调制,冲击响应为一种单边振荡衰减波形,是局部化的,通过图 5 可以明显看出特征频率的各次谐波。

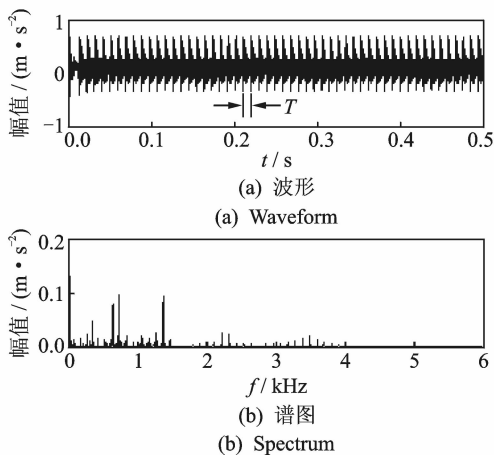


图 4 外圈损伤信号波形与谱图

Fig. 4 Waveform and spectrum of outer ring damage signal

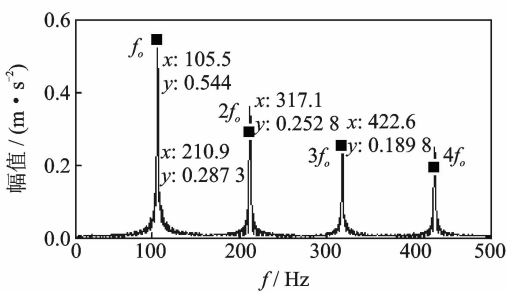


图 5 外圈损伤信号包络谱图

Fig. 5 Envelope spectrum of outer ring damage signal

3 自相关 Haar 小波原理

使用与信号波形最相似的基函数对信号分解,提取隐含异常特征是特征波形混合基分解的精髓^[16]。小波函数中 Haar 小波在支撑域上是单位矩形波,标准的 Haar 小波为

$$\varphi(x) = \begin{cases} 1 & (0 \leq x \leq 1/2) \\ -1 & (1/2 \leq x < 1) \\ 0 & \text{其他} \end{cases} \quad (18)$$

Haar 小波在时域中不连续,且为方形波,如图 6 所示。连续 Haar 小波特有的时间(平移)和尺度的周期性可以充分展示信号中的周期性冲击成分及其特点,用这种小波来分析由滚动轴承局部损伤而诱发的周期性冲击振动有着其他小波不具备的特定优势。

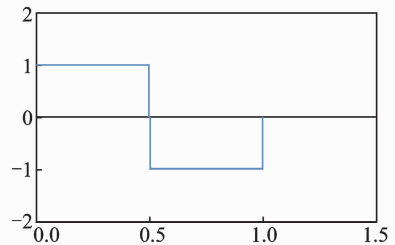


图 6 Haar 小波波形

Fig. 6 Waveform of Haar wavelet

3.1 连续 Haar 小波变换周期性

与二进离散小波相比,连续小波具有以下两个方面的优势^[14]: a. 连续小波变换的分割是使窗长按尺度减低方向逐渐减少的,在尺度划分上比二进小波更加精细,信息冗余度高,对时间-尺度特性体现更加直观,适合瞬态成分检测; b. 二进小波要求基函数正交并且不具有“时不变”特性,对不确定时刻信号检测时,则要求小波的时不变性。对于标准 Haar 小波,幅值变化最大倍数为 2,设轴承损伤信号为 $s(t)$,因此 $s(t)$ 的 Haar 小波变换在时间 b 上是以 T 为周期,在尺度 j 上以 $2T$ 为周期的^[17],即

$$W(b, 2nT + j) = W(b, j) \quad (19a)$$

$$W(nT + b, j) = W(b, j) \quad (19b)$$

其中: n 为自然数。

图 7 为损伤信号局部放大图,可以清晰看出周期性冲击分量和轴承阻尼作用使冲击波形衰减。可见,对一个固定的尺度,当 Haar 小波沿时间移动整周期时,内积是不变的,形成了时间上的周期性。同理,尺度整周期变化时由于整周期部分的内积互相抵消,总的内积仍保持不变,从而形成了尺度上的周期性。对损伤信号连续 Haar 小波变换正是利用时间-尺度上的周期性,将滚动轴承周期冲击衰减模式提取出来。

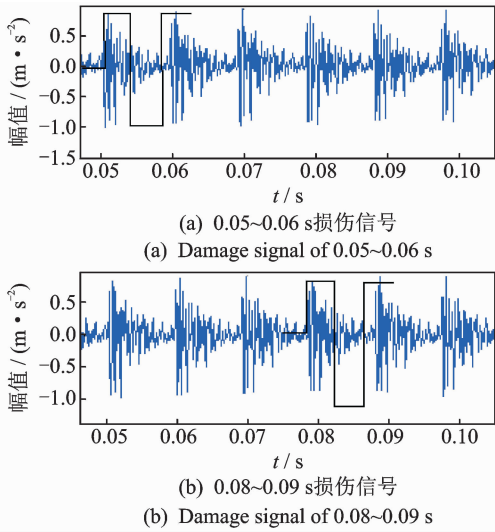


图7 损伤信号时间周期性表示

Fig. 7 Time periodic expression of damage signal

3.2 连续 Haar 小波自相关分析及应用

诊断实践表明,滚动轴承正常信号峭度值约为3,近似为高斯信号。除了轴承自身转频和变柔度振动外,还有许多随机性干扰,有效去除可以大幅提高诊断的准确性^[14-16]。利用 Haar 小波变换提取周期性冲击成分,利用自相关消噪可以预除噪声干扰,两者结合可对轴承早期损伤进行精确识别。

时间序列 $s(t)$ 按时间平均计算的各态历经随机过程的自相关函数^[1]为

$$R_s(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T s(t) s(t + \tau) dt \quad (20)$$

$s(t)$, $R_s(\tau)$ 中包含损伤信息,由于噪声与噪声之间的不相关性会随着时间延迟而很快衰减为0,并且不需要任何关于信号与噪声的谱分布和概率分布的先验知识。

自相关连续 Haar 小波处理流程如图8所示,对图4外圈损伤信号加强噪声干扰来模拟轴承早期损伤,图9为波形和谱图。可见,冲击成分被大量噪声掩盖,直接进行谱分析难以提取出特征谱线。将信号进行连续 Haar 小波变换,如图10所示。可以看出,两图中均有等间隔的脉冲成分,但是噪声干扰使图10(a)分辨率不高,自相关处理后图10(b)的等间隔冲击成分显示清晰,周期约为0.0095 s与损伤频率一致。为了谱分析的需要,需要计算尺度与频率的对应关系^[16]

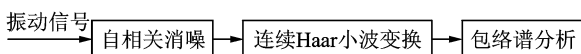


图8 连续自相关 Haar 小波流程图

Fig. 8 The flow of autocorrelation-Continuous Haar wavelet

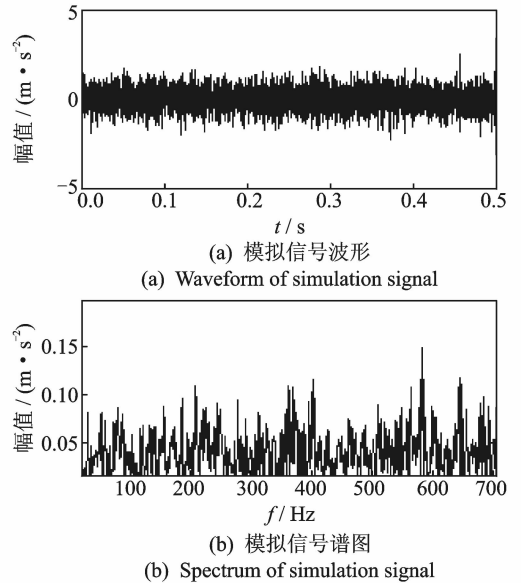


图9 模拟信号波形与谱图

Fig. 9 Waveform and spectrum of simulation signal

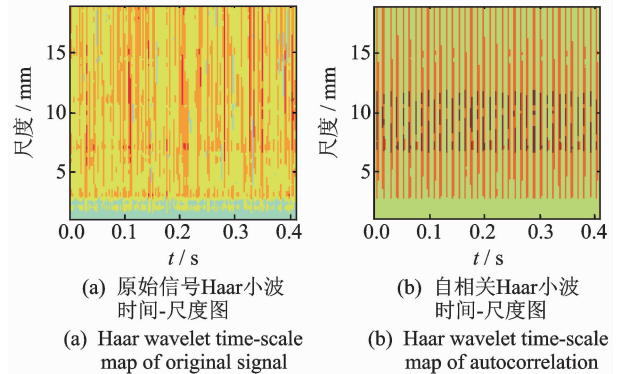


图10 模拟信号 Haar 小波时间-尺度图

Fig. 10 Haar wavelet time-scale map of simulation signal

$$f_j = \frac{f_c}{a\delta t} \quad (21)$$

其中: f_j 为尺度 j 对应的频率; f_c 为小波的中心频率; δt 为采样周期。

选择冲击特征明显的尺度进行包络谱分析如图11所示。转频 $f_s = \omega/2\pi = 29.5$ Hz 以及损伤频率与其高次谐波清晰可辨。可见,自相关连续 Haar 小波变换在提取淹没在强大背景噪声中的微弱周期性冲击成分是有用的,且 Haar 小波形式简单,运算方便,非常适合于基于图像的在线监测系统。

4 实验

实验数据来源于美国凯斯西储大学轴承研究中心^[18]。该中心提供了深沟球轴承正常与内外圈、钢

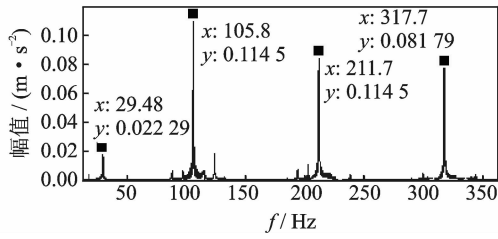


图 11 自相关连续 Haar 小波处理后谱图

Fig. 11 Spectrum of autocorrelation-continuous Haar wavelet processing

球损伤的实验数据,并设置了轴承的不同损伤程度以供研究者使用。实验装置如图 12 所示,实验轴承支承电动机转轴,电动机风扇端和驱动端的轴承座上方各放置一个加速度传感器来采集轴承的振动加速度信号。分析的为 6205-2RS JEM SKF 深沟球轴承,转速为 1 772 r/min,采样频率为 12 kHz,结构参数见文献[18]。图 13 为轴承早期损伤信号的时域波形。由于在确定尺度下连续 Haar 小波整周期移动的内积不变,对不同的信号连续 Haar 小波沿一个周期移动内积变化不同,因此导致不同信号在其时间-尺度图上具有不同的特征。图 14 为各种状态的自相关连续 Haar 小波时间-尺度图。可以看到,各种状态在图形中得到了明显区分,正常情况主要表现为谐波形式;损伤状态下均有等间隔的冲击产生,其余信号成分的能量在图形上产生了发散。这样利用连续 Haar 小波所特有的时间-尺度周期性加之自相关消噪就可以分离弱冲击。

当滚动轴承在转速为 1 772 r/min 时,钢球内外圈损伤频率分别为 139. 205, 159. 928 和 105. 871 Hz。从图 15 可以看出,表征钢球轻微故障的特征信息已被完全淹没在振动信号中,即使 145. 9 Hz 附近都没有明显的谱峰,自相关连续 Haar 小波处理后选择相应尺度谱分析可以清楚地观察到轴承钢球损伤特征频率 139. 2 Hz。利用自相关连续 Haar 小波对内、外圈损伤进行识别^[19-20],如图

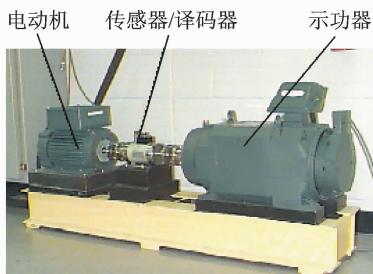


图 12 实验装置

Fig. 12 Experimental apparatus

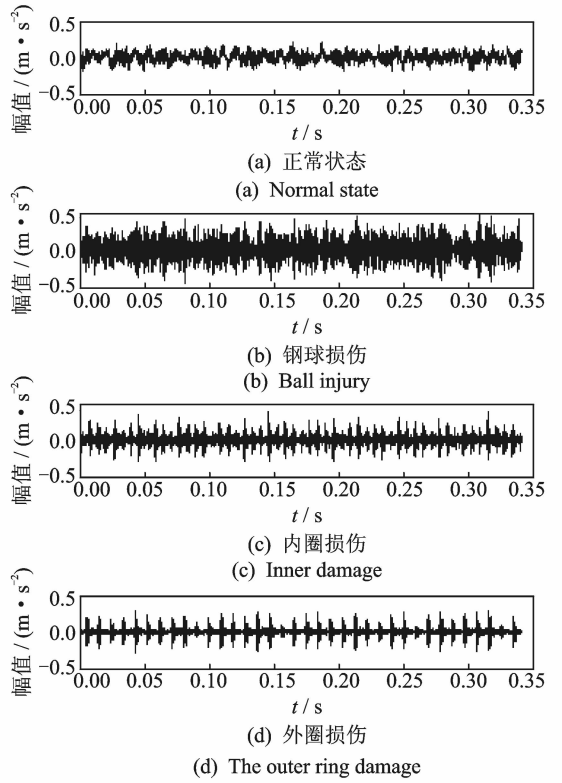


图 13 典型型号时域波形

Fig. 13 Typical time domain waveform

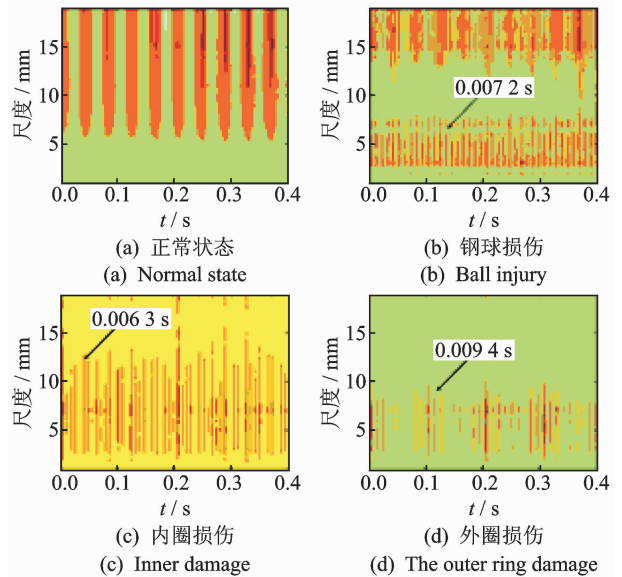


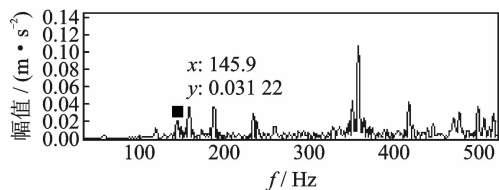
图 14 实验信号自相关连续 Haar 小波时间-尺度图

Fig. 14 Haar wavelet time-scale map of test signal

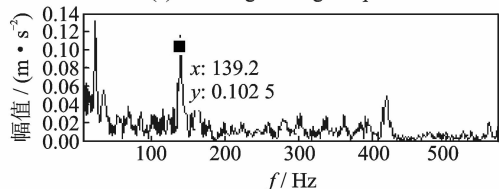
16,17 所示。可见,特征频率非常明显,谱峰突出,与实际损伤类型相符。

5 案例分析

滚动轴承的服役性能是复杂工况下运动行为的



(a) 原始信号谱图
(a) The original signal spectrum



(b) 自相关连续Haar小波处理后谱图
(b) The spectrum of after continuous Haar wavelet autocorrelation processing

图 15 钢球损伤频谱

Fig. 15 Spectrum of the ball damage signal

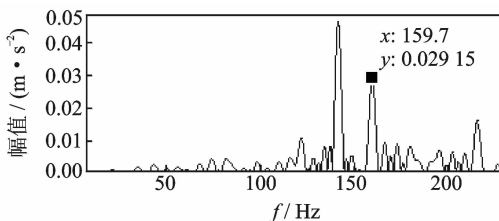


图 16 内圈损伤频谱

Fig. 16 Spectrum of the inner ring damage signal

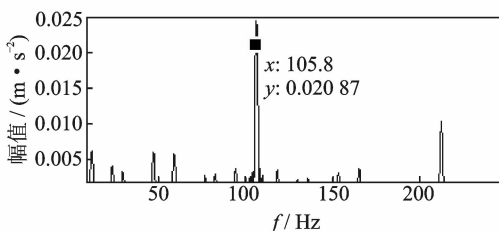


图 17 外圈损伤频谱

Fig. 17 Spectrum of the outer ring damage signal

综合体现,贯穿于设计、制造、装调和服役整个寿命周期。出厂前的全寿命周期实验是轴承企业掌握轴承服役行为的重要途径。ABLT-1A型全寿命轴承试验机可以测试到轴承从正常到失效的全寿命周期振动信号,实验现场如图18所示。ABLT-1A型试验机一次能实验4个轴承,4个测试轴承都为6309深沟球轴承,实验机转速为3 kr/min,振动信号由探针传感器直接接触轴承外圈测量,采样频率为32 kHz。

图19(a)为监测到的振动信号。由于测试过程中噪声很大,因此监测到的振动信号杂乱无章,冲击特征信号基本被完全淹没,得不到有用的失效信息。经自相关-连续 Haar 小波消噪后,大量噪声被剔除,可以观察到多个明显的冲击且具有一定周期,如

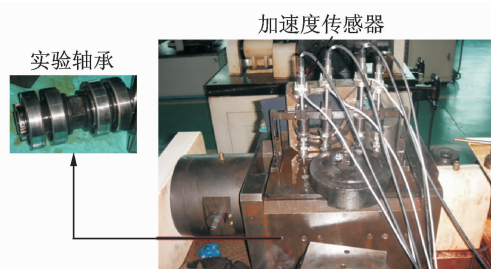
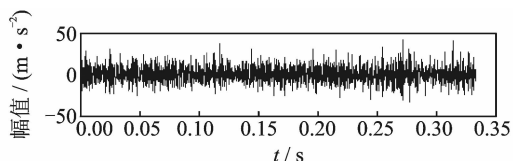


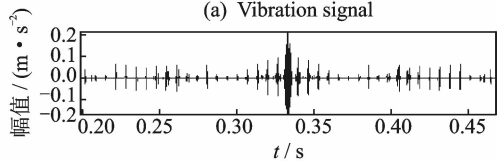
图 18 实验现场

Fig. 18 Experimental site



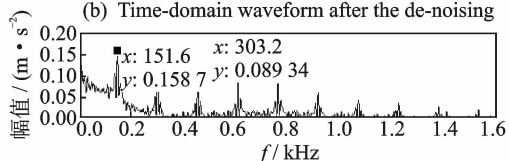
(a) 振动信号

(a) Vibration signal



(b) 消噪后的时域波形

(b) Time-domain waveform after the de-noising



(c) 消噪后的信号谱图

(c) Signal spectrum after the de-noising

图 19 使用提取方法测得信号的消噪结果

Fig. 19 De-noising measured results of signal using the extraction method

图19(b)和(c)所示。对滤波后的信号进行包络谱分析,谱图中特征频率及其倍频分量突出,这与外圈故障频率相吻合,因此可以认定实验轴承的外圈已经损伤,结果与现场实际情况相吻合。

6 结论

1) 在已有的二自由度方程基础上建立了滚动轴承局部损伤的预测模型,该模型可预测不同状态下轴承振动响应。分析了预测响应及其规律,指出滚动轴承正常信号是由转频和变柔度振动频率及其谐波组成,没有冲击特征;损伤振动信号本质上为循环的周期性脉冲序列,是损伤特征频率及其高次谐波的组合和调制。

2) 论证了连续 Haar 小波变换在时间-尺度上的周期性,运用这种特定优势有效提取了滚动轴承周期性冲击模式。在基函数相似匹配的基础上揭示了小波选择深层次的理论,丰富了小波选择的思路。

3) 冲击振荡信号在时间-尺度域的图形特征便于在谐波干扰下突出冲击成分。自相关处理不需要任何关于信号与噪声的谱分布和概率分布的先验知识,就能高效去除噪声,用于信号预处理,增强了连续 Haar 小波时间-尺度图的冲击特征。实践表明,该方法在滚动轴承弱冲击提取方面有较好的应用前景。

参 考 文 献

- [1] 陈果. 滚动轴承早期故障的特征提取与智能诊断[J]. 航空学报, 2009, 30(2): 362-367.
Chen Guo. Feature extraction and intelligent diagnosis for ball bearing early faults[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2009, 30(2): 362-367. (in Chinese)
- [2] 陈予恕. 机械故障诊断的非线性动力学原理[J]. 机械工程学报, 2007, 43(1): 25-34.
Chen Yushu. Nonlinear dynamic principle of mechanical fault diagnosis[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2007, 43(1): 25-34. (in Chinese)
- [3] McFadden P D, Smith J D. Model for the vibration produced by a single point defect in a rolling element bearing [J]. Journal of Sound and Vibration, 1984, 96(1): 69-82.
- [4] McFadden P D, Smith J D. Model for the vibration produced by multiple point defects in a rolling element bearing[J]. Journal of Sound and Vibration, 1985, 98(2): 263-273.
- [5] Kral Z, Karagulle H. Simulation and analysis of vibration signals generated by rolling element bearing with defects[J]. Tribology International, 2003, 36: 667-678.
- [6] Su Y T, Lin M H, Lee M S. The effects of surface irregularities on roller bearing vibrations[J]. Journal of Sound and Vibration, 1993, 163(3): 455-466.
- [7] Randall R B, Antoni J, Chobsaard S. The relationship between spectral correlation and envelope analysis for cyclostationary machine signals application to ball bearing diagnostics[J]. Mechanical Systems and System Processing, 2001, 15(5): 945-962.
- [8] Rahnejat H, Gohar R. Vibration of radial ball bearings [J]. Journal of Mechanical Engineering Science, 1985, 199: 181-193.
- [9] Rahnejat H. Computational modelling of problems in contact dynamics[J]. Engineering Analysis, 1985, 2: 192-197.
- [10] Ashtekar A, Sadeghi F, Stacke L E. A new approach to modeling surface defects in bearing dynamics simulations[J]. Journal of Tribology-Transactions of the ASME, 2008, 130: 1-8.
- [11] Rafsanjani A, Abbasion S. Anoushiravan farshidianfar nonlinear dynamic modeling of surface defects in rolling element bearing system [J]. Journal of Sound and Vibration, 2009(319): 1150-1174.
- [12] Kral Z, Karagulle H. Vibration analysis of rolling element bearings with various defects under the action of an unbalanced force [J]. Mechanical System and Signal Processing, 2006(20): 1967-1991.
- [13] Fukata S, Gad E H, Kondou T, et al. On the radial vibration of ball bearings (computer simulation) [J]. Bulletin of the JSME, 1985, 28: 899-904.
- [14] 隋文涛, 张丹. 总变差降噪方法在轴承故障诊断中的应用[J]. 振动、测试与诊断, 2014, 34(6): 1033-1037.
Sui Wentao, Zhang Dan. Total variation denoising method and its application in fault diagnosis of bearings[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2014, 34(6): 1033-1037. (in Chinese)
- [15] 屈梁生. 机械监测诊断中的理论与方法[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2009: 28-32.
- [16] Harris T A. Rolling bearing analysis[M]. 3rd ed. New York: Wiley, 2001: 53-54.
- [17] 张永芳, 周世生, 吕延军. 轴向槽气体润滑轴承-转子系统非线性行为[J]. 振动、测试与诊断, 2013, 33(2): 219-223.
Zhang Yongfang, Zhou Shisheng, Lü Yanjun, et al. Nonlinear dynamic behaviors of rotor system supported by self-acting gas-lubricated bearings with axial grooves[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2013, 33(2): 219-223. (in Chinese)
- [18] 何正嘉, 瞿艳阳, 张西宁. 现代信号处理及工程应用[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2007: 33-36.
- [19] 程正兴. 小波分析与应用实例[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2006: 11-14.
- [20] 温廷新, 王俊俊. 滚动轴承故障诊断优化仿真研究[J/OL]. [2012-06-15]. <http://www.eecs.case.edu/laboratory/bearing/download.html>.



第一作者简介: 李祥阳, 男, 1972年10月生, 讲师。主要研究方向为机械设计及理论。曾发表《Rolling bearing fault diagnosis based on physical model and one-class support vector machine》(《ISRN Mechanical Engineering》2014, No. 4)等论文。
E-mail: lxygyl@163.com