DOI: 10.3901/JME.2020.21.110

滚动轴承外圈多点故障特征分析*

胡爱军 许莎 向玲 张军华
(华北电力大学机械工程系 保定 071003)

摘要: 滚动轴承发生多点故障时会产生复杂的振动特征, 影响轴承故障诊断的准确性。针对滚动轴承外圈多点故障诊断特征的变化规律, 考虑滚动轴承外圈故障数量、故障间隔和载荷分布对故障特征的影响, 采用五自由度动力学模型进行仿真分析。通过龙格库塔法对动力学方程进行数值求解, 分析了滚动轴承外圈单点故障和多点故障的诊断特征。结果表明: 当外圈具有多点故障时, 随着故障数量和故障间隔的变化, 故障特征频率各谐波的幅值会发生变化; 当多点故障满足载荷相等和一定的间隔关系时, 故障特征频率值与故障数量之间呈现对应的倍数关系。通过滚动轴承多点故障模拟试验验证了结论的正确性。
关键词: 滚动轴承; 外圈故障; 多点故障; 动力学模型; 故障特征
中图分类号: TG156

Characteristic Analysis of Multi-point Faults on the Outer Race of Rolling Element Bearing

HU Aijun XU Sha XIANG Ling ZHANG Junhua

(Department of Mechanical Engineering, North China Electric Power University, Baoding 071003)

Abstract: Complex vibration characteristics produced by the multi-point faults of rolling bearing, may affect the accuracy of bearing fault diagnosis. Considering the influence of the number of faults, fault interval and load distribution, the multi-point faults of rolling element bearing is simulated and analyzed by using five degrees of freedom dynamic model. The dynamic equation is solved numerically by runge-kutta method, and the characteristics of single point fault and multi-point faults of the outer race are compared. The results show that when the outer race has multi-point faults, the amplitude of each harmonic of fault characteristic frequency will change as the change of fault number and fault interval. When the multi-point faults satisfy the relationship of load equality and a certain interval, the value of fault characteristic frequency is a multiple relationship between the fault frequency and the number of faults. The conclusion is verified by the multi-point faults simulation experiment of rolling element bearing.

Key words: rolling element bearing; outer race fault; multi-point faults; dynamic model; fault characteristics

0 前言

滚动轴承广泛应用于承受高负载和动态载荷的机械中, 在运转中极易发生点蚀、剥落、裂纹等局部故障。滚动轴承的局部故障是旋转机器故障的主要原因之一, 如果不能及时发现, 将会造成严重的安全问题和经济损失^[1]。基于滚动体滚过轴承各部件发生单点故障时计算得到的滚动轴承故障特征频率, 是实现滚动轴承故障诊断的基本依据^[2]。目前对于滚动轴承单一故障的振动响应特征已得到了广

泛研究^[3-4], 在工业实际中, 滚动轴承会出现多处故障共存的现象, 某些条件下甚至出现故障点分布均匀的情况, 例如电流腐蚀作用使滚动轴承内、外圈故障呈现出等间隔的多点故障形式。滚动轴承存在多点故障时, 故障特征与单点故障相比会产生一定的变化, 因此研究滚动轴承多点故障的特点, 分析其诊断特征变化规律, 对提高故障诊断的准确性具有重要意义。

MCFADDEN 等^[5-6]最早提出了滚动轴承内圈的单点和两点故障数学信号模型, 并指出故障特征频率及其谐波组成成分与故障数量无关, 随着两故障间隔角度的变化, 故障特征频率及其谐波的幅值会发生变化。IGARASHI 等^[7]通过信号仿真, 提出内圈和外圈双点故障时故障位置之间的角度差造成的

* 国家自然科学基金资助项目(51675178)。20191108 收到初稿, 20200324 收到修改稿

时间延迟会产生新的频率成分。PATEL 等^[8-9]分别用信号模型和动力学模型对滚动轴承的内外圈双点故障特点进行了分析, 并指出两点故障时的振动幅值比单点故障时的振动幅值大, 故障特征频率及其谐波组成成分不会发生变化, 幅值会随着故障间隔角度的变化而变化。YAQUB 等^[10]采用不同时间间隔的滚动轴承多点故障信号模型, 指出滚动轴承多点故障中幅值最高的频率成分, 会随故障点的相对位置变化而变化, 并出现在特征频率的整数倍上, 在轴承多故障诊断中应引起注意。

对于滚动轴承多点故障特征的现有研究, 一般认为故障特征频率值不变, 只是各谐波的幅值会因为故障间隔不同发生变化, 其变化规律及产生原因缺乏明确的表述。由于故障数量和故障间隔都关系到冲击产生的时刻, 载荷不同也直接影响冲击响应的幅值, 从而影响到故障特征的分布, 因此故障特征频率值及其谐波与故障数量、故障间隔及载荷之间的关系还需深入分析。

滚动轴承的动力学模型考虑了轴承内外圈质量, 滚动体与滚道的时变接触力, 径向游隙, 故障尺寸等因素^[11-12], 是研究滚动轴承各种故障振动响应特征全面、准确的方法之一, 对故障监测和诊断具有指导作用^[13]。文献[14-15]把滚动轴承内圈和外圈看作一个整体的二自由度动力学模型, 是滚动轴承的简化模型, 多用于轴承基本特性的定性研究中。关贞珍等^[16]在轴承局部损伤故障研究中, 考虑内外圈之间的相对位移对轴承间隙和非线性接触力的影响, 将滚动轴承内圈和外圈分开, 即内圈随转轴旋转, 外圈固定不动, 建立了四自由度的滚动轴承模型。SOPANEN 等^[17-18]引入内外圈转动惯量, 考虑了相对滑动和弹性流体润滑对接触力的影响建立了六自由度动力学模型。LIEW 等^[19]验证了转动惯量只对高速运转的滚动轴承的特性有明显的影 响, SAWALHI 等^[20-21]考虑到高频共振对滚动轴承故障特性的影响, 增加了单元谐振器模拟轴承发生故障时激起的各部件的高频固有振动, 提出了五自由度动力学模型, MISHRA 等^[22]将此模型与键合图模型、ADAMS 模型分析结果进行了对比, 验证了该模型的有效性。

采用五自由度动力学模型, 分析了滚动轴承外圈不同故障数量、不同故障间隔和不同载荷分布下多点故障的诊断特征, 研究了故障特征频率及其谐波幅值随故障间隔变化的变化规律; 给出了故障特征频率值发生变化的条件以及与故障数量之间的定量关系, 并通过滚动轴承外圈多点故障试验进行了验证。

1 轴承动力学模型

1.1 动力学方程

滚动轴承模型由内圈、外圈和单元谐振器组成, 假设外圈固定, 内圈以固定转速转动, 滚动体在滚道上等距排列作纯滚动, 模型示意图如图 1 所示。

图 1 五自由度滚动轴承模型

其中, M_r 、 C_r 、 K_r 分别表示单元谐振器的质量、阻尼和刚度, M_i 、 K_i 分别表示滚动轴承内圈的质量和刚度, M_o 、 C_o 、 K_o 分别表示滚动轴承外圈的质量、阻尼和刚度。根据牛顿第二定律, 可以得到滚动轴承的动力学方程^[20]为

$$\begin{cases} M_i \ddot{x}_i + K_i x_i + F_x = 0 \\ M_i \ddot{y}_i + K_i y_i + F_y = 0 \\ M_o \ddot{x}_o + C_o \dot{x}_o + K_o x_o - F_x = 0 \\ M_o \ddot{y}_o + (C_o + C_r) \dot{y}_o + (K_o + K_r) y_o - C_r \dot{y}_r - \\ \quad K_r y_r - F_y = 0 \\ M_r \ddot{y}_r + C_r (\dot{y}_r - \dot{y}_o) + K_r (y_r - y_o) + F_y = 0 \end{cases} \quad (1)$$

式中, F_x 、 F_y 分别表示接触力在 x 方向和 y 方向上的分量; x_i 和 x_o 分别表示轴承内圈和外圈在 x 方向的位移; y_i 和 y_o 分别表示轴承内圈和外圈在 y 方向的位移。

1.2 径向接触变形模型

设滚动体直径为 D_b , 滚动轴承节圆直径为 D_p , 内圈角速度为 ω_s , 可得保持架的角速度

$$\omega_c = \left(1 - \frac{D_b}{D_p}\right) \frac{\omega_s}{2} \quad (2)$$

第 j 个滚动体在 t 时刻的角位置为 ϕ_j , 其表达式为

$$\phi_j = \omega_c t + \frac{2\pi(j-1)}{N_b} + \phi_o \quad j = 1, 2, \dots, N_b \quad (3)$$

式中, N_b 为滚动体个数; ϕ_0 为第一个滚动体的初始角位置。

δ_j 表示第 j 个滚动体在任意角位置 ϕ_j 的总接触变形量, 其计算公式为

$$\delta_j = (x_i - x_o) \cos \phi_j + (y_i - y_o) \sin \phi_j - c \quad (4)$$

式中, c 为径向间隙。

设接触刚度为 K_b , 由非线性赫兹接触理论可得滚动轴承所受接触变形力为

$$F_x = K_b \sum_{j=1}^{N_b} h_j \delta_j^{1.5} \cos \phi_j \quad (5)$$

$$F_y = K_b \sum_{j=1}^{N_b} h_j \delta_j^{1.5} \sin \phi_j \quad (6)$$

式中, h_j 为判断函数。

$$h_j = \begin{cases} 1 & \delta_j > 0 \\ 0 & \text{其他} \end{cases} \quad (7)$$

1.3 外圈故障模型

当轴承外圈出现故障时, 缺陷模型假定为在外圈上的一个矩形缺口, 如图 2 所示。故障所在位置角为 ϕ_d , 故障宽度 W_d 对应的角度为 $\Delta\phi_d$, 深度为 C_d 。当滚动体经过故障位置时, 滚动体与内外圈的接触力发生变化, 从而产生周期脉冲, 通过故障后, 接触状态又恢复正常, 这时总接触变形量变为

$$\delta_j = (x_i - x_o) \cos \phi_j + (y_i - y_o) \sin \phi_j - c - \beta_j C_d \quad (8)$$

式中 β_j ——判断函数。

$$\beta_j = \begin{cases} 1 & \phi_d < \phi_j < \phi_d + \Delta\phi_d \\ 0 & \text{其他} \end{cases} \quad (9)$$

图 2 轴承外圈故障模型

2 滚动轴承外圈故障的动力学仿真

为了得到滚动轴承外圈故障的振动响应特征, 对式(1)采用定步长的四阶龙格库塔法进行求解。取内圈与转轴总质量 $M_i = 2.44 \text{ kg}$, 内圈与转轴转速为 1800 r/min ; 外圈与轴承座总质量 $M_o = 12.06 \text{ kg}$, 阻尼 $C_o = 100 \text{ N}\cdot\text{s/m}$; 单元谐振器的阻尼和刚度分别为 $C_r = 317.3 \text{ N}\cdot\text{s/m}$, $K_r = 2.094 \times 10^9 \text{ N/m}$; 滚动体与

滚道接触刚度 $K_b = 5.96 \times 10^8 \text{ N/m}^{1.5}$ 。NSK6 205 深沟球轴承几何参数如表 1 所示。所研究内容虽然以外圈多点故障为研究对象进行分析, 但研究方法也适用于内圈多点故障。

表 1 NSK6 205 几何参数

节圆直径 D_p/mm	滚动体直径 D_b/mm	滚动体个数 N_b	接触角 $\alpha/(\text{°})$
39.04	7.94	9	0

2.1 外圈单点故障

滚动轴承故障特征频率是基于滚动体滚过轴承各部件发生单点故障时计算得到的, 外圈单点故障特征频率计算公式^[2]

$$f_o = \frac{N_b}{2} \times \left(1 - \frac{D_b}{D_p} \cos \alpha \right) \times f_s \quad (10)$$

对于 NSK6 205 滚动轴承, 转速为 1800 r/min 时外圈故障特征频率计算值 $f_o = 107.5 \text{ Hz}$ 。

选取故障宽度为 0.2 mm , 外圈单点故障仿真结果如图 3 所示。由图 3a 可以看出, 外圈具有单点故障时, 存在明显的冲击响应, 并且相邻两个冲击之间的间隔时间 t 为 0.0093 s , 对应频率为 107.5 Hz , 与外圈故障特征频率值相等; 由图 3b 可以看到一系列以外圈故障特征频率计算值 f_o 为间隔的离散谱线, 且随着频率增大, 幅值逐渐减小。仿真结果与现有研究^[2]描述的外圈单点故障特征表现一致。

(a) 时域图

(b) 包络谱

图 3 单点故障的仿真信号

2.2 外圈两点故障

由滚动轴承内部载荷分布图^[23]可知, 一般情况下轴承受力从顶部到底部逐渐递减, 且关于径向垂直方向对称。因此两点故障研究中, 不仅需考虑故障间隔, 还需考虑载荷分布, 这里按照故障点处所受载荷情况, 分为载荷相同和载荷不同两类进行讨论。外圈具有两点故障时的几何位置关系如图 4 所示, 图中 ϕ 表示两个故障点之间的夹角。图 4a 中两点故障所受载荷不同; 图 4b 中两点故障所受载荷相同。

图 4 外圈具有两点故障

2.2.1 两点故障载荷不同

NSK6205 有 9 个滚动体, 相邻两个滚动体夹角为 40° , 在这个间隔内, 假设 A 点位置不变, 选取 8 个具有一定线性关系的间隔角度 ϕ 为 10° 、 15° 、 18° 、 20° 、 22° 、 25° 、 30° 和 40° 。对仿真信号进行包络谱分析, 结果如图 5 所示。从图 5 可以看到一系列以外圈故障特征频率计算值 f_o 为间隔的离散谱线, 但各谐波幅值只有在间隔角度为 40° 时随着频率增大而逐渐减小, 其它间隔角度情况下则不再呈现这个规律; 随着两点间隔角度从 10° 增大到 20° , f_o 幅值逐渐减小, $2f_o$ 幅值逐渐增大; 随着两点间隔角度从 22° 增大到 40° , f_o 幅值又逐渐变大, $2f_o$ 幅值逐渐变小; 故障间隔角度为 10° 和 30° 时的包络谱特征完全一样, 同样的现象也发生在 15° 和 25° 之间, 18° 和 22° 之间。

图 5 外圈两点载荷不同故障的不同间隔的包络谱

当外圈两点故障间隔角度等于 18° 时, 外圈仿真信号响应如图 6 所示。结合图 4a 对冲产生过程进行分析, 从图 6a 可以看到滚动体 1 经过 A 点, 产生一个幅值较高的冲击; 经过时间 t_1 滚动体 1 与 B 点相遇, 产生一个幅值较低的冲击; 再经过时间 t_2 , 滚动体 2 与 A 点相遇, 又产生一个幅值较高的冲击。两个幅值较高的冲击之间的时间间隔 t 为 0.009 293 s, 与外圈单点故障时两个冲击的时间间隔相等, 对应滚动体滚过角度为 40° 。时间间隔 t_1 、 t_2 分别为 0.003 99 s 和 0.005 303 s, 对应滚动体旋转角度分别为 18° 和 22° 。由图 6b 可以到一系列以 f_o 为间隔的离散谱线, 但 $2f_o$ 幅值最大。

(a) 时域图

(b) 包络谱

图 6 两点故障间隔 18° 时的仿真信号

当外圈两点故障间隔角度为 20° ，恰好等于相邻两个滚动体间隔的一半时，仿真信号响应如图 7 所示。从图 7a 可以看出 t_1 、 t_2 都为 $0.004\ 64\ \text{s}$ ， t 为 $0.009\ 293\ \text{s}$ ， t_1 和 t_2 的值是 t 的 $1/2$ ，对应滚动体滚过的角度为 20° 。由图 7b 可以看出 f_o 幅值较小， $2f_o$ 幅值最大，且 $2f_o$ 、 $4f_o$ 、 $6f_o$ 、 $8f_o$ 的幅值由低频向高频依次递减。

图 7 两点故障间隔 20° 时的仿真信号

当外圈两个故障间隔等于相邻两个滚动体间隔角度 40° 时，仿真信号响应如图 8 所示。结合图 4a 分析可知，此种情况当滚动体 1 滚动到 B 点时，滚动体 2 也恰好滚动到 A 点，此时振动信号表现为一个冲击响应。从图 8a 可看到振动幅值比单点故障时的振动幅值大，两个冲击间隔时间 t 为 $0.009\ 293\ \text{s}$ 。由图 8b 可以看到一系列以 f_o 为间隔的离散谱线，且随着频率增大，幅值逐渐减小，与单点故障时包络谱幅值分布特征相同。

图 8 两点故障间隔 40° 时的仿真信号

2.2.2 两点故障载荷相同

两故障点载荷相同时，滚动体通过两个故障点时的冲击力相等，将产生等幅值的冲击响应。将两点故障间隔 ϕ 分别取 10° 、 15° 、 18° 、 20° 、 22° 、 25° 、 30° 、 40° 进行动力学求解，并对仿真信号进行包络谱分析，结果如图 9 所示。从图 9 可以看出，外圈故障特征频率及其谐波的幅值分布规律与图 5 大致相同，

图 9 等载荷的两点故障不同间隔角度时的包络谱一

不同的是当外圈两点故障间隔 20° 时, 外圈故障特征频率值的奇次谐波消失, 只有偶次谐波分量 $2f_o$ 、 $4f_o$ 、 $6f_o$ 、 $8f_o$ 。

图 10 所示为外圈两点故障间隔 20° 且载荷相等时的仿真信号响应, 从图 10a 可以看出冲击幅值相等, 冲击间隔时间 t 的值为 0.004 646 s, 对应的频率是 215 Hz, 是外圈故障特征频率的 2 倍; 图 10b 包络谱中只有 $2f_o$ 、 $4f_o$ 、 $6f_o$ 、 $8f_o$, 且幅值随频率变大逐渐减小。这里可以认为外圈故障特征频率值变成了单点故障特征频率计算值的 2 倍, 即 $2f_o$ 。

图 10 外圈两点故障间隔 20° 且载荷相同时的仿真信号

结合上述滚动体通过故障点的分析过程, 可知外圈故障包络谱图中各频率成分幅值的高低主要与滚动体经过两点故障产生的冲击之间的时间间隔有关, 这不仅受两点故障的间隔角度影响, 还和滚动体与滚动体之间的间隔角度存在一定的关系。为了进一步验证故障间隔对故障特征频率的影响, 现将外圈所受载荷相等两点故障间隔角度 ϕ 分别取 60° 、 80° 、 100° 、 120° 、 140° 、 160° 、 180° 、 200° 进行动力学仿真, 并对响应信号进行包络谱分析, 结果如图 11 所示。

由图 11 可以看出, 当外圈两点故障间隔角度是相邻两滚动体间隔角度 40° 的整数倍时, 故障特征频率是一系列以 f_o 为间隔的离散谱线, 且幅值依次递减; 当外圈两点故障间隔角度是相邻两滚动体间

隔角度的一半 20° 的奇数倍时, 故障特征频率是一系列以 $2f_o$ 为间隔的离散谱线, 且幅值依次递减, 此时可以认为故障特征诊断频率变为 $2f_o$ 。

图 11 等载荷的两点故障不同间隔角度时的包络谱二

2.3 外圈三点故障

与上述两点故障特征分析方法类似, 分析了外圈三点故障载荷相同和载荷不同时, 外圈故障诊断频率值随外圈故障点数和故障间隔角度的变化规律, 结果表明: 随着三点故障两两间隔角度越接近于相邻两滚动体间隔角度 40° 的 $1/3$ 时, 包络谱中 $3f_o$ 的相对幅值越大, 且变为峰值频率。

特别的, 当外圈三点故障位置所受载荷相同且两两间隔 13.3° 时, 仿真分析得到的响应信号如图 12 所示。从图 12a 可以看出, 相邻两冲击间隔时间 t 为 0.003 107 s, 等于单点故障时两个冲击时间间隔的 $1/3$, 对应的频率值为 322.5 Hz, 恰好是外圈单点故障特征频率计算值的 3 倍。图 12b 上是一系列以 $3f_o$ 为间隔的离散谱线, 且随着频率增大幅值依次递减, 可以认为此时外圈故障特征频率值变为 $3f_o$ 。

图12 三点故障两两间隔 13.3° 时的仿真信号

2.4 外圈四点故障

同样用两点故障特征分析方法,分析了外圈四点故障载荷相同和载荷不同时,外圈故障诊断频率值随外圈故障点数和故障间隔角度的变化规律,结果表明:随着四点故障两两间隔角度越接近于相邻两滚动体间隔角度 40° 的 $1/4$ 时,包络谱中 $4f_o$ 的相对幅值越大,且变为峰值频率。

特别的,当外圈四点故障位置所受载荷相同且两两间隔 10° 时,仿真得到的响应信号如图13所示。从图13a可以看出,相邻两个冲击之间的时间差 t 为 $0.002\ 326\text{ s}$,对应的频率值为 430 Hz ,恰好是外圈单点故障特征频率计算值的4倍。从图13b可以看到 $4f_o$ 、 $8f_o$ 两条谱线,可以认为此时外圈故障特征频率值变为 $4f_o$ 。

图13 四点故障两两间隔 10° 时的仿真信号

为了进一步验证上述结论,对外圈五点、六点和七点故障两两等间隔且分别五等分、六等分、七等分相邻两滚动体间隔角度 40° 的情况下的振动响应进行仿真分析,结果得到的外圈故障频率特征值分别变为 $5f_o$ 、 $6f_o$ 、 $7f_o$ 。

综上可以得到,外圈多点故障时,当故障数量和故障间隔满足一定条件时,故障特征诊断频率会发生变化。即当外圈具有 m 个载荷相同的点故障,且两两故障间隔 ϕ 满足

$$\phi = \left(\frac{1}{m} + k \right) \times \frac{2\pi}{N_b} \quad k \in 0, 1, 2, \dots \quad (11)$$

此时故障特征频率值变为

$$f_m = mf_o \quad (12)$$

3 试验分析

为验证上述动力学仿真分析结果,在滚动轴承试验台上进行了外圈多点故障模拟试验。所用滚动轴承故障试验台,由变频电机—两级齿轮升速器—转轴-故障轴承—加载器组成,轴承故障试验部分如图14所示。试验时控制轴承转轴转速为 $1\ 800\text{ r/min}$,采用加速度传感器记录 x 、 y 方向振动数据输入到LMS振动数据采集仪,采样频率为 $12\ 800\text{ Hz}$,试验在空载下进行。

图14 试验台轴承测试图

试验轴承为NSK 6205C3M轴承,在其外圈上分别模拟单点、双点、三点和四点故障。所有外圈故障

用线切割加工完成, 切割宽度为 0.2 mm, 从外圈挡边开始加工至深度为 1.5 mm, 从而使滚道上的切割深度为 0.1 mm。对于两点故障, 分别取故障间隔为 18° 、 20° 、 40° 和 180° 四种情况; 对于三点故障, 故障两两间隔为 13.3° ; 对于四点故障, 故障两两间隔为 10° 。外圈两点故障间隔 18° 时的轴承照片如图 15 所示。

图 15 外圈两点故障的轴承

3.1 外圈单点故障

当外圈单点故障时, 将故障点放在六点钟位置进行试验, 得到的信号响应如图 16 所示。图 16b 中可以明显看到一系列以 f_o 为间隔的谱线, 且幅值随频率增大依次递减。

图 16 外圈单点故障的试验信号

3.2 外圈两点故障

把两点故障间隔角度为 18° 、 20° 、 40° 和 180° 的

四个轴承的故障位置关于六点钟方向对称放置, 试验测试信号的振动响应分别如图 17~20 所示。

图 17 两点故障间隔 18° 的试验信号

图 18 两点故障间隔 20° 的试验信号

图19 两点故障间隔 40° 的试验信号 图20 两点故障间隔 180° 的试验信号

两点故障间隔 18° 时, 从图 17b 可以看到一系

列以 f_o 为间隔的离散谱线, 但 $2f_o$ 幅值最大, 与仿真结果一致, 各谐波幅值分布趋势和单点故障时不同; 从图 18b 可以看到两点故障间隔 20° 时, 包络谱是一系列以 $2f_o$ 为间隔的离散谱线, 且幅值依次递减, 此时可以认为故障特征频率值变为 $2f_o$; 从图 19b 可以看到两点故障间隔 40° 时, 包络谱是一系列以 f_o 为间隔的离散谱线, 且幅值依次递减, 幅值变化趋势与单点故障时一致, 但幅值明显变大; 从图 20b 可以看到两点故障间隔 180° 时包络谱是一系列以 $2f_o$ 为间隔的离散谱线, 且幅值依次递减, 此时可以认为故障特征频率值变为 $2f_o$ 。

3.3 外圈三点故障

外圈三点故障的试验信号分析结果如图 21 所示。从图 21b 可以看到一系列以 $3f_o$ 为间隔的离散谱线, 且随着频率增大幅值依次递减。可以认为此时外圈故障特征频率值变为 $3f_o$ 。

图21 三点故障两两间隔 13.3° 时的试验信号

3.4 外圈四点故障

外圈四点故障试验信号分析结果如图 22 所示。从图 22b 可以看到 $4f_o$ 、 $8f_o$ 两条谱线, 可以认为此时外圈故障特征频率值变为 $4f_o$ 。

通过以上分析可知试验测试数据分析结果和仿真分析结果一致, 故障特征频率及其谐波幅值大小分布与故障间隔存在规律的对应关系, 当外圈多点

故障满足一定间隔条件时, 外圈故障特征频率值发生变化并且与故障数量呈现倍数关系。

图 22 四点故障两两间隔 10° 时的试验信号

4 结论

采用五自由度动力学模型仿真和试验模拟, 研究了滚动轴承外圈多点故障诊断特征的变化规律。

(1) 外圈发生多点故障时, 故障特征频率各谐波分量幅值变化不仅与故障间隔有关, 还和故障点数、受力情况有关。

(2) 与单点故障特征相比, 多点故障包络谱中峰值频率可能出现在 f_o 的任意谐波上。

(3) 当外圈具有多点故障, 故障点满足载荷相等且两两故障间隔等于 $(1/m+k) \times 2\pi / N_b$ (其中 m 表示故障数量, k 是自然数) 时, 外圈故障特征频率值变为 mf_o 。研究结果对滚动轴承多点故障诊断具有一定的指导和参考价值。

参 考 文 献

[1] RAI A, UPADHYAY S H. A review on signal processing techniques utilized in the fault diagnosis of rolling element bearings[J]. Tribology International, 2016, 96: 289-306.

[2] RANDALL R B, ANTONI J. Rolling element bearing diagnostics - a tutorial[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2011, 25(2): 485-520.

[3] HU A, XIANG L, XU S, et al. Frequency loss and recovery in rolling bearing fault detection[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2019, 32(1): 35.

[4] 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.

LIU Yongqiang, WANG Baosen, YANG Shaopu. Nonlinear dynamic behaviors analysis of the bearing rotor system with outer ring faults in the high-speed train[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(8): 17-25.

[5] 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.

[6] MCFADDEN P D, SMITH J D. The vibration produced by multiple point defects in a rolling element bearing[J]. Journal of Sound and Vibration, 1985, 98(2): 263-273.

[7] IGARASHI T, KATO J. Studies on the vibration and sound of defective rolling bearings third report: vibration of ball bearing with multiple defects[J]. JSME Bulletin 1985, 28(237): 492-499.

[8] 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.

[9] PATEL V N, TANDON N, PANDEY R K. Vibrations generated by rolling element bearings having multiple local defects on races[J]. Procedia Technology, 2014, 14: 312-319.

[10] YAQUB M F, GONDAL I, KAMRUZZAMAN J, et al. Abrasion modeling of multiple-point defect dynamics for machine condition monitoring[J]. IEEE Transactions on Reliability, 2013, 62(1): 171-182.

[11] YANG R, JIN Y, HOU L, et al. Advantages of pulse force model over geometrical boundary model in a rigid rotor ball bearing system[J]. International Journal of Non-Linear Mechanics, 2018, 102: 159-169.

[12] CAO H, NIU L, XIS, et al. Mechanical model development of rolling bearing-rotor systems: A review[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2018, 102: 37-58.

[13] LIU J, SHAO Y. Overview of dynamic modelling and analysis of rolling element bearings with localized and distributed

- faults[J]. *Nonlinear Dynamics*, 2018, 93: 1765-1798.
- [14] YANG R, JIN Y, HOU L, et al. Study for ball bearing outer race characteristic defect frequency based on nonlinear dynamics analysis[J]. *Nonlinear Dynamics*, 2017, 90: 781-796.
- [15] 刘静, 师志峰, 邵毅敏. 考虑局部故障边缘形态的球轴承振动特征[J]. *振动、测试与诊断*, 2017, 37(4): 807-813.
- LIU Jing, SHI Zhifeng, SHAO Yimin. An investigation of vibration characteristics of a ball bearing with a localized defect considering different edge shapes[J]. *Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis*, 2017, 37 (4): 807-813.
- [16] 关贞珍, 郑海起, 王彦刚. 滚动轴承局部损伤故障动力学建模及仿真[J]. *振动、测试与诊断*, 2012, 32(6): 950-955.
- GUAN Zhenzhen, ZHENG Haiqi, WANG Yangang. Fault dynamic modeling and simulating of rolling bearing with localized defect[J]. *Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis*, 2012, 32(6): 950-955.
- [17] SOPANEN J, MIKKOLA A. Dynamic model of a deep groove ball bearing including localized and distributed defects, part 1: Theory[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics*, 2003, 217: 201-211.
- [18] SOPANEN J, MIKKOLA A. Dynamic model of a deep groove ball bearing including localized and distributed defects, part 2: Implementation and Results [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics*, 2003, 217: 213-223.
- [19] LIEW A, FENG N S, HAHN E J. Transient rotordynamic modeling of rolling element bearing systems[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines & Power*, 2002, 124(4): V004T03A021.
- [20] SWALHI N, RANDALL R B. Simulating gear and bearing interactions in the presence of faults: Part I. the combined gear bearing dynamic model and the simulation of localized bearing faults[J]. *Mechanical Systems & Signal Processing*, 2008, 22(8): 1924-1951.
- [21] SWALHI N, RANDALL R B. Simulating gear and bearing interactions in the presence of faults: part II. simulation of the vibrations produced by extended bearing faults[J]. *Mechanical Systems & Signal Processing*, 2008, 22(8): 1952-1966.
- [22] MISHRA C, SAMANTARAY A K, CHAKRABORTY G. Ball bearing defect models: A study of simulated and experimental fault signatures[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2017, 400: 86-112.
- [23] HARRIS T A, KOTZALAS M N. 滚动轴承分析: 第一卷 轴承技术的基本概念[M]. 北京: 机械工业出版社, 2010.
- HARRIS T A, KOTZALAS M N. Essential concepts of bearing technology[M]. Beijing: China Machine Press, 2010.

作者简介: 胡爱军, 男, 1971 年出生, 博士, 教授。主要研究方向为机械设备状态监测与故障诊断。
E-mail: bdlaoHu@126.com