

文章编号:1006-1355(2017)05-0006-07

非线性调频分量分解的转子油膜涡动信号 分析研究

李玲玲, 陈是扞, 彭志科

(上海交通大学 机械系统与振动国家重点实验室, 上海 200240)

摘要: 转子轴承系统的振动信号常呈现非线性调频特征且信号分量在频域混叠, 传统的频谱分析方法难以处理该类信号。基于参数化解调的非线性调频信号分解方法来分析油膜涡动、油膜振荡特征信号能够有效分解频域混叠的非平稳信号。首先通过优化频谱集中性指标来估计信号瞬时频率参数并用估计到的参数将非线性调频信号解调为平稳信号, 最后用带通滤波器提取解调信号。仿真及实验信号通过该方法分析后的结果证明, 所用非线性调频分量分解的信号分解方法能够有效提取转子轴承系统的油膜涡动、油膜振荡故障特征, 从信号时频图及提取分量的时域图可以清晰看到油膜涡动、油膜振荡的发生发展过程, 为早期油膜涡动判定提供依据。

关键词: 振动与波; 旋转机械; 故障诊断; 油膜涡动; 时频分析; 信号分解

中图分类号: TH133.3; TN911.7; V231.92 **文献标识码:** A **DOI编码:** 10.3969/j.issn.1006-1355.2017.05.002

Analysis of Oil-membrane Whirl Signals of Rotors Based on Nonlinear FM Component Decomposition

LI Ling-ling, CHEN Shi-qian, PENG Zhi-ke

(State Key Laboratory of Mechanical System and Vibration, Shanghai Jiaotong University,
Shanghai 200240, China)

Abstract : The vibration signal of rotor bearing systems often shows the characteristics of nonlinear frequency modulation in non-stationary conditions. Traditional spectral analysis methods are sometimes difficult to deal with these kinds of signals which components are mixed in the frequency domain. In this paper, based on the parameter resolution, a method of the nonlinear frequency modulation signal decomposition is applied to the analysis of oil whirl and oil whip characteristics. Firstly, the instantaneous frequency parameters of the signal are estimated by optimizing the spectral concentration index. Then, with the estimated parameters, the nonlinear FM signal is used as the stationary signal. Finally, the demodulation signal is extracted with the band pass filter. Results of simulation and test of signals show that this method can effectively decompose the non-stationary signals in the frequency domain. The fault characteristics of the oil whirl and oil whip of the bearing system can be extracted effectively. The initiation and development of the oil whirl and oil whip can be observed clearly and the time-frequency and amplitude information can be accurately detected. The half-frequency oil whirl can be found clearly from time-frequency spectrum diagram and the time domain waveforms of the extracted components, which provides time information for fault diagnosis. The results provide a basis for early judgment of oil whirls of bearing systems of rotors.

Key words : vibration and wave; rotating machinery; fault diagnosis; oil whirl; time - frequency analysis; signal decomposition

滑动轴承作为大型转动机械的重要组成部件, 由于能有效提高转子系统稳定性支承而被广泛应

用。但滑动轴承非线性油膜力力学特性会引起自激振动。当涡动频率与转子固有频率接近时发生油膜振荡, 产生大幅剧烈共振, 局部油膜破损, 严重损坏转子与轴承。可见滑动轴承工作性能好坏直接影响转子系统运动的稳定性^[1]。因此对其工作状态进行监测和诊断尤为重要。

长期以来, 人们主要采用振动信号频谱分析方法来判断滑动轴承故障。但机械设备通常在变工况

收稿日期: 2017-03-31

基金项目: 上海市科委国际合作重点资助项目(14140711100)

作者简介: 李玲玲(1990—), 女, 长春市人, 硕士生, 主要研究方向为信号处理应用研究。

通信作者: 彭志科, 男, 教授, 博士生导师。

E-mail: z.peng@sjtu.edu.cn

下运行,振动信号常表现为非平稳非周期的调频特征。这些信号在频域相互混叠,传统傅里叶分析方法难以满足时变的非平稳信号检测和时频分析需要。

基于经验模态分解(EMD)的Hilbert-Huang变换是近年来对以傅里叶变换为基础的线性和稳态谱分析的一个重大突破,被广泛应用于处理非平稳数据过程。为转子系统故障诊断提供依据^[2]。但分解过程缺乏严格标准,所获取的本征模态函数IMF信号分量存在模态混叠,信号序列两端存在边际效应,常会产生虚假的信号分量,对故障特征的诊断造成干扰。其抗干扰能力也有待完善。为了克服EMD的缺陷,近年来人们提出了变分模态分解(VMD)方法。通过求解一系列变分问题来自适应分解信号。但VMD本质上通过自适应的频域滤波器组来提取信号,因此不能分解频域混叠的非平稳信号。这些分析方法,分解获得的信号往往与实际振动信号的振动特性存在一定的偏差^[3]。

此外随着技术进步,转子系统愈发向大型,高速,重载方向发展而轴承间隙却在相对缩小,这就要求转子系统的动力学设计分析更加精确合理^[4]。传统线性振动理论因忽略了非线性因素,使得系统中的很多非线性特征不能得到合理的解释。

因此本文仿真采用非线性油膜力模型能够更好的揭示油膜失稳故障,并对Bently-rk4实验台采集到的轴承振动信号采用基于非线性调频分解方法进行解调,解调后可得到原始复杂信号的幅值和频率信息,可以准确反映出油膜失稳故障的时变特征与发展过程,验证了该方法的有效性。该方法的使用与优化对于判定早期油膜涡动具有一定的指导意义。

1 非线性调频分量分析方法

1.1 最优参数估计基本原理

由于传统的频谱分析方法难以处理非线性调频信号,采用基于参数化解调的非线性调频信号分解方法能够有效分析此类信号。以多项式相位信号形式来表示单分量解析信号并用估计到的参数将非线性调频信号解调为平稳信号,最后用带通滤波器提取解调信号。该方法能够有效分解频域混叠的非平稳信号,抗噪性能强。

由Weierstrass逼近定理,闭区间上任意连续函数可用多项式级数一致逼近。因此本文采用多项式函数逼近信号的瞬时频率^[5],得到如下的多项式相位信号模型

$$z(t) = a(t) \exp \left(j \left(2\pi \left(c_0 t + \sum_{i=1}^k \frac{c_i}{i+1} t^{i+1} \right) + \varphi_0 \right) \right) \quad (1)$$

$a(t)$ 为瞬时幅值, k 表示多项式阶次; $c_i (i=0, \dots, k)$ 为多项式的相位参数; φ_0 为初始相位。信号的瞬时频率 $f(t)$ 为相位的1阶导数 $f(t) = \sum_{i=0}^k c_i t^i$ 。

本文采用参数化解调方法来估计式(1)中的信号参数。首先定义与式(1)相匹配的解调算子如下

$$\Phi(t, C) = \exp \left(-j 2\pi \sum_{i=1}^k \frac{\bar{c}_i}{i+1} t^{i+1} \right) \quad (2)$$

其中 $C = \{\bar{c}_1, \dots, \bar{c}_k\}$ 为各阶解调参数。

由 $z(t)$ 及 $\Phi(t, C)$, 可得到解调信号

$$z_d(t, C) = z(t) \Phi(t; C) \quad (3)$$

若 $\bar{c}_i = c_i (i=1, \dots, k)$, 则解调信号可表达为

$$z_d(t, C) = a(t) \exp(j(2\pi c_0 t + \varphi_0)) \quad (4)$$

此时,信号能量将集中于频率 c_0 , 且 $z_d(t, C)$ 拥有最集中的频谱^[6]。为确定频谱集中性,定义频谱集中性指标SCI为

$$\text{SCI}(C) = E \left(\left| \mathcal{F}(z_d(t, C)) \right|^4 \right) \quad (5)$$

$E(\cdot)$ 为期望算子, $\mathcal{F}(\cdot)$ 为傅里叶变换,以SCI最大为参数估计的指标

$$\tilde{C} = \{\tilde{c}_1, \dots, \tilde{c}_m\} = \arg \max_C \text{SCI}(C) \quad (6)$$

采用粒子群优化算法PSO来估计上述参数,通过找到解调信号的最大谱峰值来估计初始频率参数

$$\tilde{c}_0 = \arg \max_c \left| \mathcal{F}(z_d(t, \tilde{C})) \right| \quad (7)$$

通过上式(6),式(7)可以估计IF的所有参数 (c_0, \dots, c_k) 。参数化时频表示越集中,对信号的时频特征表示越接近真实信号。且相比较其它的估计方法,基于时频分布集中性的瞬时频率估计具有更好的抗噪性能。

1.2 非线性调频分量分解步骤

多分量信号分解的基本思想是通过多分量信号中的某一信号分量进行相位参数估计,并利用这些参数对原信号进行解调,使解调后的信号具有最集中的频带表示。理想状态下,旋转域内该分量的时频特征频率始终为信号初始频率 c_0 且与时间轴平行的直线。此时该信号频谱带宽最窄,其他分量带宽较大。再以此初始频率 c_0 为中心频率设计带通滤波器,得到只含有该分量的信号。最后采用估计的参数构造逆变换算子对滤波后的信号进行反旋转,复原该信号分量。再将该复原信号从原信号中除去。将各倍频分量逐个从原始信号中除去,直到最后一个倍频分量分解完毕。此方法可以有效分解多分量信号。

待分解信号 $z(t)$ 的非线性调频分量分解的步骤如下:

1) 通过 1.1 中的方法, 估计各阶解调参数 $C = \{\bar{c}_1, \dots, \bar{c}_k\}$ 。构造解调算子 $\Phi(t, C)$ 解调旋转原始信号的解析信号 $z(t)$ 得到解调信号 $z_d(t, C)$ (如式(3)所示)。旋转域内该目标分量的频率始终为信号初始频率 c_0 , 即其时频特征与时间轴完全平行。

2) 以该初始频率 c_0 为中心频率设计带通滤波器, 对解调信号 $z_d(t, C)$ 进行滤波处理, 得到只含有目标分量的解调信号 $z_{d1}(t, C)$ 。

3) 采用估计的参数 $C = \{\bar{c}_1, \dots, \bar{c}_k\}$ 构造逆变换算子 $\Theta(t, C) = \exp\left(j2\pi \sum_{i=1}^k \frac{\bar{c}_i}{i+1} t^{i+1}\right)$, 对滤波后的信号进行反旋转, 得到该信号分量。

$$z_1(t, C) = z_{d1}(t, C)\Theta(t, C)$$

4) 将 z_1 从 $z(t)$ 中分离出来得到

$$r_1 = z(t) - z_1 \quad (9)$$

5) 将 r_1 作为原始数据重复步骤(1)、(2), 得到 $z(t)$ 的第二个分量 z_2 , 重复循环 n 次

6) 得到信号 $s(t)$ 的 n 个分量

$$\begin{cases} r_2 = r_1 - z_2 \\ \vdots \\ r_n = r_{n-1} - z_n \end{cases} \quad (10)$$

当 r_n 成为一个不能再从中提取满足 n 倍基频成分的分量时, 循环结束。这样由式(9)和式(10)得到

$$z(t) = \sum_{k=1}^n z_k + r_n \quad (11)$$

因此, 可以将任何一个信号 $z(t)$ 分解为 n 个分量与一个残量 r_n 之和。得到的每一个分量都可以是幅度或频率调制的, 也就是一个单分量的调频-调幅信号。在此基础上, 根据式(9)和式(10)提取每一个分量的幅值和频率信息。

2 转子-轴承系统油膜涡动故障仿真

2.1 转子-轴承系统模型仿真

本文采用具有非线性油膜力的 Jeffcott 转子-轴承系统模型, 以及具有良好精度及收敛性的 Capone 圆柱瓦短轴承非线性油膜力的解析模型^[3]; 仿真模型中充分考虑了滑动轴承-转子系统中非线性油膜力的影响。基础刚度采用非线性假设^[7]。由于采用 4 阶 Runge-Kutta 法求解系统动力学微分方程, 与响应分析。弹性转子-轴承系统模型图如图 1 所示。

转子角速度为 ω , 利用滑动轴承的特征尺寸-轴承的间隙 c , 将方程无量纲化。无量纲偏心为 $\rho = e/c$, 系统在对称性假设条件下的无量纲微分方程为

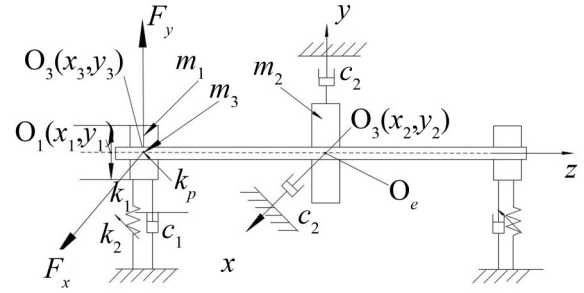


图 1 弹性转子-轴承系统模型图

$$\begin{aligned} \ddot{x}_1 &= -\frac{a_1}{m_1} \dot{x}_1 - \frac{a_2}{m_1} x_1 - \frac{a_3}{m_1} x_1^3 + \frac{1}{m_{11}} f_x \\ \ddot{y}_1 &= -\frac{a_1}{m_1} \dot{y}_1 - \frac{a_2}{m_1} y_1 - \frac{a_3}{m_1} y_1^3 + \frac{1}{m_{11}} f_y - G \\ \ddot{x}_2 &= -\frac{a_5}{m_2} \dot{x}_2 - \frac{2a_4}{m_2} (x_2 - x_3) + \rho \cos \tau \\ \ddot{y}_2 &= -\frac{a_5}{m_2} \dot{y}_2 - \frac{2a_4}{m_2} (y_2 - y_3) + \rho \sin \tau - G \\ \ddot{x}_3 &= -\frac{a_6}{m_3} \dot{x}_3 - \frac{a_4}{m_3} (x_3 - x_2) + \frac{1}{m_{31}} f_x \\ \ddot{y}_3 &= -\frac{a_6}{m_3} \dot{y}_3 - \frac{2a_4}{m_2} (y_3 - y_2) + \frac{1}{m_{31}} f_y - G \end{aligned} \quad (12)$$

其中无量纲坐标 $x_i = \frac{X_i}{c}$, $y_i = \frac{Y_i}{c}$;

无量纲非线性油膜力分量 $f_x = \frac{F_x}{\delta}$, $f_y = \frac{F_y}{\delta}$;

$\delta = \frac{\mu \omega R L}{m_3 g} \left(\frac{R}{c}\right)^2 \left(\frac{L}{D}\right)^2$ — Sommerfeld 修正系数;

μ — 润滑油黏度; $G = \frac{g}{c \omega^2}$ — 无量纲外载荷;

$\tau = \omega t$ — 无量纲时间; e — 偏心量; c — 轴承半径间隙; L — 轴承长度; D — 轴承直径; R — 轴承半径。

$$m_{11} = m_1 \frac{\omega^2 c}{\delta}, m_{31} = m_3 \frac{\omega^2 c}{\delta}, a_1 = \frac{c_1}{\omega}, a_2 = \frac{k_1}{\omega^2},$$

$$a_2 = \frac{k_1}{\omega^2}, a_3 = \frac{k_2 \delta^2}{\omega^2}, a_4 = \frac{k_p}{\omega^2}, a_5 = \frac{c_2}{\omega}, a_6 = \frac{c_3}{\omega},$$

f_x, f_y , 由文献[8]确定

$$\begin{aligned} f_x &= -A[3xV(x, y, \alpha) - G(x, y, \alpha)\sin \alpha - 2S(x, y, \alpha)\cos \alpha] \\ f_y &= -A[3yV(x, y, \alpha) + G(x, y, \alpha)\cos \alpha - 2S(x, y, \alpha)\sin \alpha] \end{aligned}$$

$$x = x_3 - x_1, x' = (x_3 - x_1)' \quad (13)$$

$$y = y_3 - y_1, y' = (y_3 - y_1)',$$

其中

$$A = \frac{[(x-2y')^2 + (y+2x')^2]^{\frac{1}{2}}}{1-x^2-y^2}$$

$$V(x, y, \alpha) = \frac{2 + (y \cos \alpha - x \sin \alpha)G(x, y, \alpha)}{1-x^2-y^2}$$

$$S(x, y, \alpha) = \frac{x \cos \alpha + y \sin \alpha}{1 - (x \cos \alpha + y \sin \alpha)^2}$$

$$G(x, y, \alpha) = \frac{2}{(1-x^2-y^2)^{\frac{1}{2}}} \left[\frac{\pi}{2} + \arctg \frac{y \cos \alpha - x \sin \alpha}{(1-x^2-y^2)^{\frac{1}{2}}} \right]$$

$$\alpha = \arctg \frac{y+2x'}{x-2y'} - \frac{\pi}{2} \text{sign} \left(\frac{y+2x'}{x-2y'} \right) - \frac{\pi}{2} \text{sign}(y+2x')$$

系统参数选择如下

$$e = 0.06 \text{ mm}, c = 0.2 \text{ mm}, c_1 = 4.3 \times 10^5, c_2 = c_3 = 3.3 \times 10^4,$$

$$k_1 = 5.26 \times 10^6, k_2 = 1.26 \times 10^{14}, k_p = 1.052 \times 10^9,$$

$$\mu = 36 \text{ mpas}, L = 28.5 \text{ mm}, m_1 = 98 \text{ kg}, m_2 = 420 \text{ kg},$$

$$m_3 = 50 \text{ kg}, D = 114 \text{ mm}$$

图1模型所示,此Jeffcott转子—轴承系统具有对称性,故下文仅列出左侧转子各节点处的稳态响应曲线、频谱图及转子以3 000 r/min的加速度由3 000 r/min上升至7 500 r/min升速过程中轴系的响应特征。采样频率2 000 Hz。图2为升速中转子振动信号的x方向时域响应及其时频图。显然振动信号为组合频率,次谐波成份丰富。基频、半倍频处峰值较其他高倍频更突出。

2.2 油膜涡动故障仿真分析

图2为升速中转子振动信号的x方向时域响应及其时频图。显然当转子轴承系统发生故障时,其动态过程十分复杂,很难从时域图中直接分析系统状态的变化规律,其各分量频带也相互重叠,不能直接滤波分离。对多分量调频调幅信号进行分析的关键是找到有效的解调方法,显然各信号分量的时频特征变化趋势相似,这样仅用一个变换核和一组变换核参数便可以准确刻画此多分量信号的时频特

征。非线性调频分量分解方法可简洁高效使其分解为一系列瞬时频率有物理意义的单分量信号,则可从各单分量信号的时域波形图中提取有效的故障特征信息^[9]。

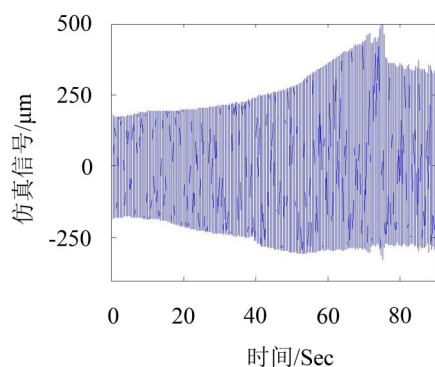
为准确分析转子升速过程中的振动信号,以基于非线性调频分量的分解方法分解转子的振动信号,提取出各个倍频分量。分别得到 S_2 —基频分量, S_1 —半频分量与4个高倍频分量。解调出的各信号分量的时域波形图如图4(a)—图4(f)所示。

S_1 的时域波形图表明,在转速较低时没有半频涡动现象,45 s后其半频分量开始出现80 s左右达半频分量时域图峰值达到最大,基频分量的时域波形也受到明显调制。 S_2 —基频的时域波形图在45 s处振幅发生明显变化,受到低频成分调制。各倍频成分波形图也在此处发生明显变化。图2(b)仿真信号时频图中从45 s开始出现1/2倍频成分,说明油膜涡动在此刻出现。且油膜涡动频率与基频频率比例关系并不固定。说明随着转速上升,油膜涡动频率与转速之间的倍数关系并不固定。

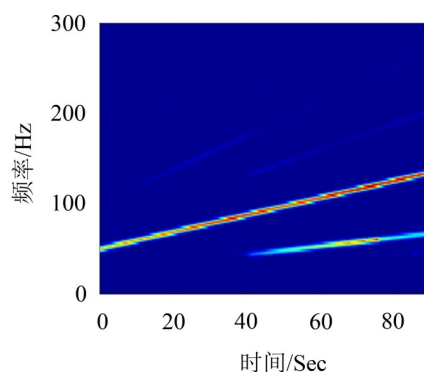
80 s后当转速高于1阶临界转速两倍时,由于油膜涡动频率达到转子1阶临界转速,产生油膜振荡。如图3(a)—图3(f)所示,80 s之后各个分量的时域波形图严重变形,属于油膜振荡过程。说明油膜振荡发生。由于自激振动的突发性,油膜振荡的产生及消失也是突发性的。

图4(b)与原信号未分解时频图—图2(b)一致。说明基于非线性调频分量分解的时频分析方法能够精确重构原始信号而不会造成信号失真,分解精度高。

基频—分量2与转子转速相对应。估计出的起始基频频率 $\tilde{c}_{02} = 50 \text{ Hz}$ 与理论3 000 r/min相符, \tilde{c}_{0i} 的数值呈倍分关系符合转子故障信号频率特征。且其基频斜率应为 $(7\,500 \sim 3\,000)/60/90 = 0.833\,3$ 也与估计参数 $\tilde{c}_{12} = 0.833\,3$ 一致,可见基于参数化的非线性

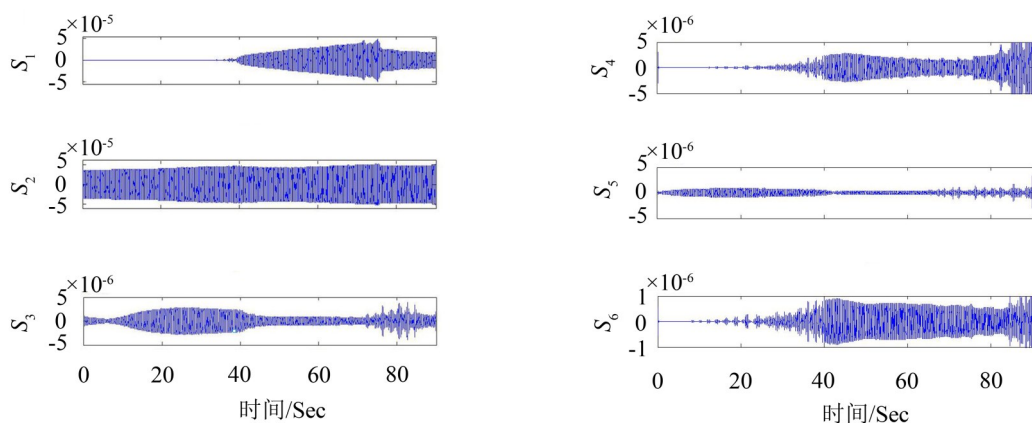


(a) 时域波形



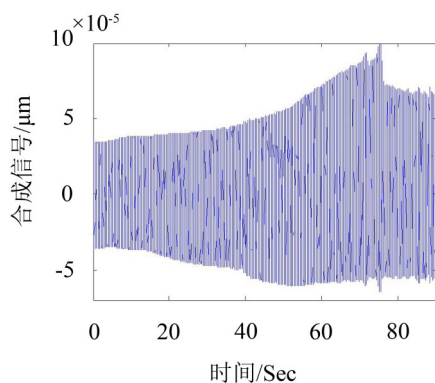
(b) 时频图

图2 仿真信号

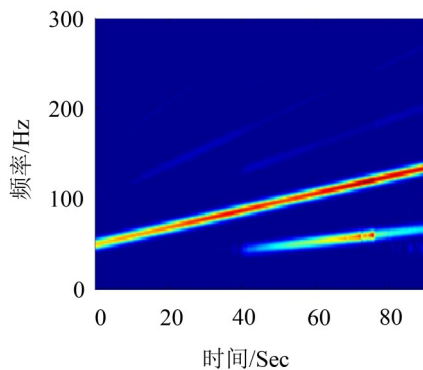


(S_1 —半频分量、 S_2 —基频分量、 S_3 —1.5倍频分量、 S_4 —2倍频分量、 S_5 —2.5倍频分量、 S_6 —3倍频分量)

图3 提取出的各分量时域波形图



(a) 时域波形图



(b) 其时频图

图4 合成信号

表1 各分量参数估计

分量 i	\tilde{c}_0	\tilde{c}_1
1	24.988 8	0.416 8
2	50.000 0	0.833 3
3	75.000 0	1.249 9
4	99.977 8	1.667 1
5	125.05 6	2.082 5
6	149.967	2.500 2

调频分解方法估计精度高,瞬时频率估计参数效果令人满意。能够把具有较强的频率调制的非平稳信号分解为各个单一的谐波分量的平稳信号,准确判断出信号的频率组成成分,及各频率成分幅值随时间的变化情况。通过对“故障特征频率”幅值及出现时间分析,能够准确诊断轴承转子系统的油膜涡动、油膜振荡故障。

3 油膜涡动、油膜振荡实验信号分析

本文对 Bently-rk4 转子实验台采集多分量振动信号,对信号进行分离提取分析以更好地进行故障诊断。以非线性调频分解方法把多分量信号分解成一系列具有物理意义的单分量信号,从而获得各分

量随时间变化情况。克服了传统傅里叶变换中用无明确物理意义的谐波分量来表示非线性信号的缺点。

Bently-rk4 转子实验台,实验装置图如图 5 所示。

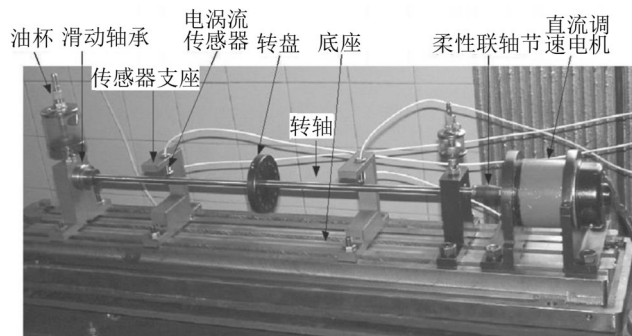


图5 Bently-rk4转子实验台

采用电涡流传感器水平、垂直布置于轴承上。调节转速控制器保持转速匀速上升,采样 81 s,转速范围为 1 500 r/min~4 100 r/min,采样频率为 1 280 Hz。系统依次经历了平稳运行、油膜涡动、油膜振荡等状态。由于采样点数较多,为提高运算效率,对实验数据进行降采样处理。降采率为 3,降采频率

427 Hz, 仍然满足采样定理。

转子实验台升速过程中采集到的信号的时域波形见图6(a), 对该信号做短时傅里叶变换, 得到信号各频率成分随时间的变化过程如图6(b)所示。基频成分在时频图中能量最集中, 可见转子实验台升速过程中基频成分为信号的主要频率成分。

S_1 的时域波形图表明, 在转速较低时没有半频涡动现象, 从10 s左右其半频分量时域波形图振幅突然增大。 S_2 —基频的时域波形图在10 s处振幅发生明显变化, 受到低频成分调制。各倍频成分波形图也在此处发生明显变化。图6(b)时频图中从10 s开始出现1/2倍频成分, 说明油膜涡动在此刻出现。且油膜涡动频率与基频频率比例关系并不固定。说明随着转速上升, 油膜涡动频率与转速之间的倍数关系并不固定。

60 s后当转速高于1阶临界转速两倍时, 由于油膜涡动频率与转子1阶临界转速重合, 产生油膜振荡。如图4(a)—图4(f)所示, 60 s之后各个分量的时域波形图发生严重变形, 振幅增大且继续升高转速振幅也并不下降。说明油膜振荡发生。这是由于油膜振荡是一种自激振动, 不受外激励影响。

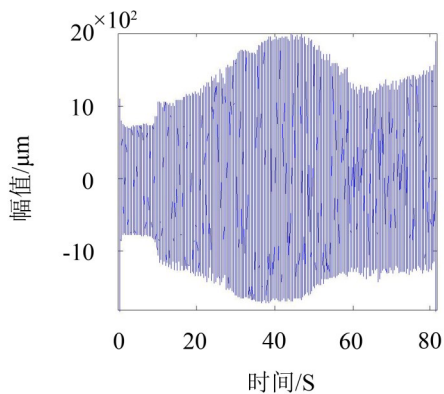
图6(b)从60 s开始涡动频率不再上升, 为振荡频率, 属于油膜振荡过程。此后振荡频率保持在一阶临界转速, 不再随转速上升变化。

表2为半频、基频及各倍频瞬时频率的估计参数。其瞬时频率可表示为 $c(t) = \sum_{i=0}^k \tilde{c}_i t^i$ 。显然估计出的 \tilde{c}_0 数值呈倍分关系与理论中转子故障信号特征一致。

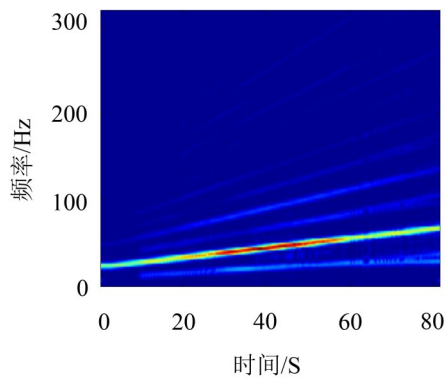
表2 各分量参数估计

分量 <i>i</i>	\tilde{c}_0	\tilde{c}_1
1	11.703 4	0.275 1
2	23.345 6	0.551 8
3	35.012 3	0.827 6
4	46.703 4	1.103 3
5	58.394 6	1.378 7
6	70.049 0	1.655 1

提取出各分量的合成信号时频表示—图8(b)与原信号未分解时频图—图6(b)一致。说明基于非线性调频分量分解的时频分析方法能够精确重构原始信号而不会造成信号失真, 分解精度高且有效的抑制了噪声干扰^[10]。



(a) 时域波形



(b) 时频图

图6 多分量信号

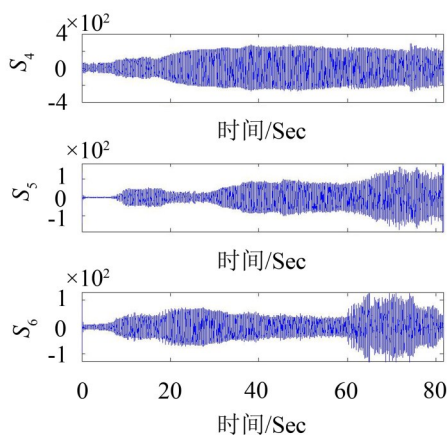
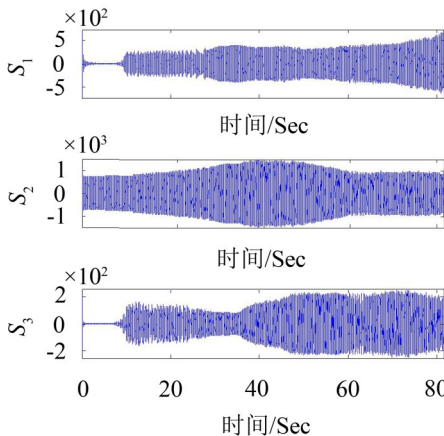
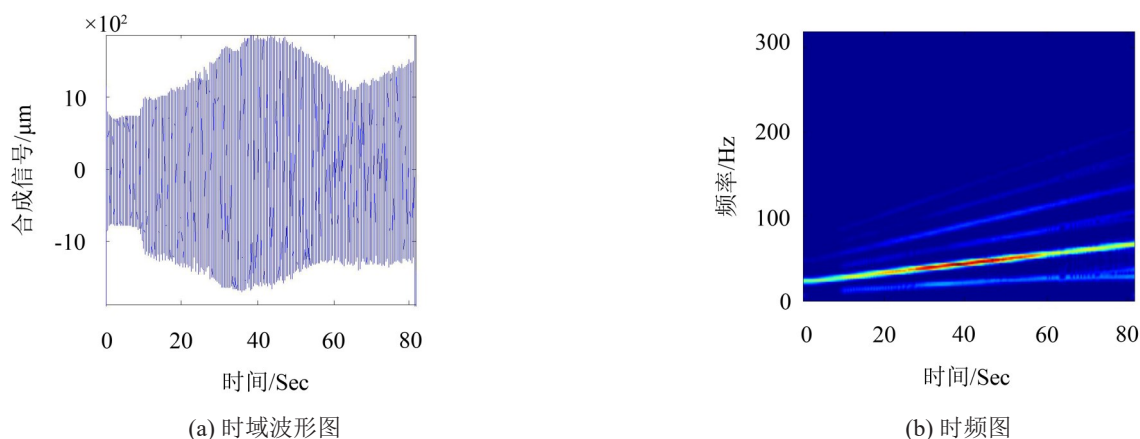


图7 提取出的各分量时域波形图(标记为 S_1 — S_6)



(a) 时域波形图 (b) 时频图

(S_1 —半频分量 S_2 —基频分量 S_3 —1.5倍频分量 S_4 —2倍频分量 S_5 —2.5倍频分量 S_6 —3倍频分量)

图8 合成信号

4 结 语

转子轴承系统的启动信号蕴含丰富的设备运行状态信息,油膜涡动及油膜振荡的故障特征是油膜失稳故障判别的种要依据。仿真信号和实验信号的分析结果表明,基于非线性调频分量分解的方法可以简单、高效地用于转子启停机过程中状态监测和油膜失稳故障诊断。分解提取出的各分量信号时域图可以清晰地说明油膜涡动,油膜振荡发生的时间及位置。

致谢:

胡爱军博士提供的Bently-rk4转子试验台油膜涡动故障仿真实验数据。

参考文献:

- [1] 时献江,王桂荣,司俊山. 滑动轴承的故障诊断及实例解析[M]. 北京:化学工业出版社,2013:164-171.
- [2] 胡爱军. Hilbert-Huang变换在旋转机械振动信号分析中的应用研究[D]. 石家庄:华北电力大学,2008.
- [3] 钟一谔,何衍宗,王正,等. 转子动力学[M]. 北京:清华大学出版社,1987.

- [4] 李明,李自刚. 完整约束下转子-轴承系统非线性振动[M]. 北京:科学出版社,2014:1-2.
- [5] YANG Y, PENG Z K, DONG X J, et al. Application of parameterized time-frequency analysis on multicomponent frequency modulated signals[J]. *IEEE Transacation on Instrumentation and Measurement*, 2014, 63 (12): 3169-3180.
- [6] PENG Z K, MENG G, CHU F, et al. Polynomial chirplet transform with application to instantaneous frequency estimation[J]. *IEEE Transacation on Instrumentation and Measurement*, 2011, 60 (9): 3222-3229.
- [7] 武新华,张新江,于增波. 滑动轴承支撑转子系统混沌响应计算[J]. *热能动力工程*, 2001, 16(4): 371-374.
- [8] ADILETTA G, GUIDO A R. Chaotic motions of a rigid rotor in short journal bearings[J]. *Nonlinear Dynamic*, 1996, 10 (3): 251-269.
- [9] 杨宇,程军圣. 机械故障信号的广义解调时频分析[M]. 长沙:湖南大学出版社,2013:7-8.
- [10] CHEN S Q, PENG Z K, YANG Y, et al. Intrinsic Chirp Component Decomposition by Using Fourier Series Representation[J]. *Signal Processing*, 2017 (137): 319-327.

(简讯)

上海交通大学振动冲击噪声研究所退休教授骆振黄先生,因脑梗塞导致心力衰竭,于2017年9月5日凌晨5:30在澳大利亚布里斯班市逝世,享年94岁。

骆振黄教授1946年交通大学土木工程系毕业后赴美留学,1949年获Stevens Institute of Technology机械工程师学位,1951年获同校科学硕士学位,后进入哥伦比亚大学攻读博士。1955年,响应周恩来总理号召回国,任上海交通大学造船系、动力系副教授、教授。1994年退休,后定居澳大利亚昆士兰州布里斯班市。

骆振黄教授长期致力于船舶动力机械振动理论和工程计算研究,是我国从事轴系振动研究的先驱者之一。出版著作《船舶动力装置原理》,《船舶动力机械振动、冲击与测量》,《工程振动导引》等,发表论文40余篇,任国际轮机学会ICMS的常务理事。1980年获海军集体二等奖,1983年获中船总科技进步二等奖。1981年成为首批博士生导师,至1994年退休前,共培养博士生15人,硕士生11人。

愿骆振黄教授治学育人、公义正直的风范传承发扬! 骆振黄教授千古!

上海交通大学振动冲击噪声研究所 2017年9月8日