

文章编号: 1000-8055(2005)01-0054-06

支承松动的转子系统动力学模型 及其故障诊断方法

刘献栋¹, 何 田², 李其汉²

(1. 北京航空航天大学 汽车工程系, 北京 100083;

2. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100083)

摘要: 针对滚动轴承转子系统支承松动故障, 考虑了松动间隙的非线性情况, 以转子动力学、Hertz 接触理论和非线性动力学理论为基础, 建立了转子系统的动力学模型。对转子系统动力学方程在松动故障和无故障情况下分别进行数值积分, 得到两种情况下轴承座(有故障时为松动端)上的振动仿真信号。利用频谱和小波变换对所获振动信号进行了处理, 并将结果进行了分析, 得出小波变换不但能很好地诊断滚动轴承—转子系统的支承松动故障, 而且比 Fourier 变换在更低转速下诊断出转子系统的支承松动故障。

关键词: 航空、航天推进系统; 滚动轴承; 转子系统; 小波分析; 故障诊断

中图分类号: V 231.9

文献标识码: A

Dynamic Model of Rotor System with Support Loosening and its Diagnosis Method

L I U Xian-dong¹, H E Tian², L I Q i-han²

(1. Department of Automobile Engineering,

Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083, China;

2. School of Jet Propulsion, Beijing University of Aeronautics and Astronautics,
Beijing 100083, China)

Abstract: Aiming at the specific features of the non-linear rolling bearing-rotor system with pedestal loosening at one support, the dynamics equations of rolling bearing-rotor system were derived using Hertz theory, non-linear dynamics and rotor dynamics, after taking into account the nonlinear condition of looseness. The dynamics equations were numerically integrated for cases with and without looseness, and the vibration signals were obtained for the two cases. The vibration signals were treated with the Fourier transformation and the wavelet transformation respectively. Comparing and analyzing the results, it can be seen that both methods can diagnose the support's loosening fault of the rolling bearing-rotor system effectively, however, the wavelet transformation can diagnose the fault at lower rotating speed, i.e. earlier than the Fourier transformation. The result presented can provide some reference for diagnosing the pedestal loosening fault.

收稿日期: 2004-02-12; **修订日期:** 2004-10-20

基金项目: 航空科学基金资助项目(0351037)

作者简介: 刘献栋(1966-), 男, 河北赵县人, 北京航空航天大学汽车工程系教授, 博士, 主要从事振动、噪声控制和故障诊断方面的研究

Key words: aerospace propulsion system; rolling bearing; rotor system;
wavelet transformation; faults diagnosis

转子系统支承松动故障是旋转机械故障中比较常见且危害较大的故障。松动故障可以降低系统的抗振能力,使原有不平衡、不对中所引起的振动更加剧烈。当松动故障严重时,旋转机械可能引起转动件与静止件碰撞、摩擦等故障,甚至导致灾难性事故发生。就目前已发表的文献来看,对滚动轴承支承松动的研究还不充分。目前,对该类故障的诊断形主要侧重于频谱分析^[1~3]。而频谱分析所依据的 Fourier 变换的是一种全局的变换,不能对信号同时进行时间—频率局域性分析,对非平稳信号的分析能力有限,不能较好地揭示非平稳信号的信息。由于滚动轴承转子系统在支承松动下的振动信号中包含冲击等非平稳信号,因此对这种非平稳信号的检测和分析对于其诊断有着十分重要的意义。而近年发展起来的小波变换可以通过伸缩和平移运算对函数或信号进行多尺度细化分析,能够有效地从信号中提取非平稳信息,更适用于非平稳信号分析。本文针对根据系统的本身特点,在文献[4,5]中滑动轴承——转子系统的模型的启发下,建立了带有滚动支承松动故障的滚动轴承——转子系统动力学模型,进行了数值模拟,并利用频谱、小波变换对支承在正常和有松动间隙两种情况下的振动信号进行了研究、分析。

1 滚动轴承—转子系统支承松动的力学模型及数值仿真

本文对弹性支承的转子—轴承系统进行研究。带有支座松动的滚动轴承—转子的力学模型如图 1 所示。在该模型中,左、右支座的质量均为 m_1 , 转轴及转盘在转盘处有等效质量 M , 在两端轴承处的等效质量都为 m_2 , 等效质量之间为无质

量弹性轴段, 阻尼系数为 c , 刚度系数为 k 。两端由滚动轴承支承, 忽略轴承质量, 将其简化为非线性弹簧, a_0 是轴承的非线性刚度系数。忽略轴的轴向位移, 只考虑轴承径向振动。假定左端支座垂直方向出现松动, 松动最大间隙为 δ , k_f 和 c_f 为无松动端(即右端)基础与支座的刚度系数和阻尼系数(径向垂直与径向水平方向的相等); k_{fr} 和 c_{fr} ($r=1$ 为径向水平方向, $r=2$ 为径向垂直方向)为左端基础与松动支座的刚度系数和阻尼系数(松动时是关于位移的分段函数)。

对于左、右两端轴承、支承以及转盘, 均以不考虑重力左右且静止时的质心位置为位移原点, 所建位移系为: $x_1, y_1, \dots, x_5, y_5$ 表示物体的绝对位移。 x_1, y_1 表示右端支承质心的绝对位移; x_2, y_2 表示轴右端轴心(即质心)的绝对位移, x_3, y_3 表示转盘质心的绝对位移, x_4, y_4 表示轴左端轴心的绝对位移, x_5, y_5 表示左端支承质心的绝对位移。轴承对轴的支承力不是集中力, 对而是沿内外圈周向的分布力, 大小和分布情况与滚动体的位置有关。但这些力可投影到垂直方向和水平方向, 其变动可看成支座型心与该端轴心的相对位移的函数, 且可由 Hertz 公式来描述。

1.1 滚动轴承的非线性支承反力

滚动轴承可简化为无质量、无阻尼的非线性弹簧^[6]。按照 Hertz 理论, 滚动轴承的弹性作用有以下形式^[7]:

$$F = a_0 \delta^b$$

式中, $a_0 > 0$ 为非线性刚度系数; 对于球轴承, $b=3/2$ 。故滚动轴承相当于一个硬性弹簧。考虑到轴承的压缩量 δ 的方向性, 设轴承轴心位移为 x_i, y_i , 轴端轴心位移为 x_j, y_j , 则轴承的弹性支承力为:

$$F_x = a_0 \text{sign}(x_j - x_i) |x_j - x_i|^b$$
$$F_y = a_0 \text{sign}(y_j - y_i) |y_j - y_i|^b$$

1.2 动力学方程

根据前述的转子—轴承系统力学模型和轴承非线性支承力, 可得到如下的系统动力学微分方程:

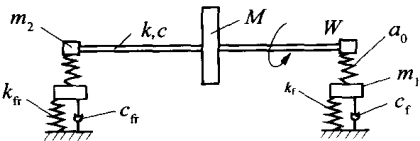


图 1 系统的力学模型
Fig 1 The dynamic model of the system

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + c_f \dot{x}_1 + k_f x_1 + F_{x_1} = 0 \\ m_1 \ddot{y}_1 + c_f \dot{y}_1 + k_f y_1 + F_{y_1} = -m_1 g \\ m_2 \ddot{x}_2 + c(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) + k(x_2 - x_3) = F_{x_1} \\ m_2 \ddot{y}_2 + c(\dot{y}_2 - \dot{y}_3) + k(y_2 - y_3) = F_{y_1} - m_2 g \\ M_2 \ddot{x}_3 + c(\dot{x}_3 - \dot{x}_2) + k(x_3 - x_2) + c(\dot{x}_3 - \dot{x}_4) + k(x_3 - x_4) = m e \omega^2 \cos(\omega t) \\ M_2 \ddot{y}_3 + c(\dot{y}_3 - \dot{y}_2) + k(y_3 - y_2) + c(\dot{y}_3 - \dot{y}_4) + k(y_3 - y_4) = m e \omega^2 \sin(\omega t) - M g \\ M_2 \ddot{x}_4 + c(\dot{x}_4 - \dot{x}_3) + k(x_4 - x_3) = F_{x_4} \\ M_2 \ddot{y}_4 + c(\dot{y}_4 - \dot{y}_3) + k(y_4 - y_3) = F_{y_4} - m_2 g \\ m_1 \ddot{x}_5 + c_{f_1} \dot{x}_5 + k_{f_1} x_5 + F_{x_4} = 0 \\ m_1 \ddot{y}_5 + c_{f_2} \dot{y}_5 + k_{f_2} y_5 + F_{y_4} = -m_1 g \end{cases}$$

式中: e 为转子偏心量。

$$\begin{cases} F_{x_1} = a_0 \text{sign}(x_2 - x_1) |x_2 - x_1|^b \\ F_{y_1} = a_0 \text{sign}(y_2 - y_1) |y_2 - y_1|^b \\ F_{x_4} = a_0 \text{sign}(x_4 - x_5) |x_4 - x_5|^b \\ F_{y_4} = a_0 \text{sign}(y_4 - y_5) |y_4 - y_5|^b \end{cases}$$

本文针对转子系统正常、松动两种情况对支承的刚度和阻尼进行建模。

(1) 正常情况

$$\begin{cases} k_{f_1} = k_{hf_1} \\ c_{f_1} = c_{hf_1} \end{cases}, \quad \begin{cases} k_{f_2} = k_{vf_1} \\ c_{f_2} = c_{vf_1} \end{cases}$$

(2) 支承松动

$$k_{f_1} = \begin{cases} k_{hf_1} & y_5 < 0 \\ k_{hf_2} & 0 \leq y_5 \leq \delta \\ k_{hf_3} & y_5 > \delta \end{cases}; \quad k_{f_2} = \begin{cases} k_{vf_1} & y_5 < 0 \\ k_{vf_2} & 0 \leq y_5 \leq \delta \\ k_{vf_3} & y_5 > \delta \end{cases}$$
$$c_{f_1} = \begin{cases} c_{hf_1} & y_5 < 0 \\ c_{hf_2} & 0 \leq y_5 \leq \delta \\ c_{hf_3} & y_5 > \delta \end{cases}; \quad c_{f_2} = \begin{cases} c_{vf_1} & y_5 < 0 \\ c_{vf_2} & 0 \leq y_5 \leq \delta \\ c_{vf_3} & y_5 > \delta \end{cases}$$

松动端的刚度和阻尼由于松动间隙的影响而视为分段线性, 需要指出的是对于水平径向的刚度和阻尼, 由于基础与支承之间的刚度在正常情况下依赖螺栓紧连接下的接触面的摩擦力, 当螺栓发生松动, 也是与支承径向垂直位移(y_5)有关:

1.3 数值积分

取轻型 208 深沟球轴承^[8]:

$b = 3/2$, $\delta = 0.6 \times 10^{-3} \text{ m}$, $m_1 = 1.0 \text{ kg}$, $M = 8.0 \text{ kg}$

$m_2 = 4.0 \text{ kg}$, $k = 2.7 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$, $c = 400 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$

$a_0 = 4.967 \times 10^9 \text{ N} \cdot \text{m}^{-2/3}$, $a_1 = 400 \text{ N} \cdot \text{m}$, $k_f = 2 \times 10^8 \text{ N} \cdot \text{m}$



$$c_f = 900 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}, \quad k_{hf_1} = 2 \times 10^8 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}, \quad k_{hf_2} = 100 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$
$$k_{hf_2} = 4.01 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}, \quad c_{hf_1} = 900 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}, \quad c_{hf_2} = 600 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$$
$$c_{hf_3} = 900 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}, \quad k_{vf_1} = 2 \times 10^8 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}, \quad k_{vf_2} = 100 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$
$$k_{vf_3} = 8 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}, \quad c_{vf_1} = 900 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}, \quad c_{vf_2} = 600 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$$
$$c_{vf_3} = 900 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}, \quad e = 0.6 \times 10^{-4} \text{ m}$$

本文所用计算结果是左端(松动端)支承处的

效地诊断轻微的松动。

振动数据。

2 小波变换在松动故障诊断中的应用

本文针对图 1 所示的转子系统左支座发生松动, 在 $\omega=410 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$ (此时有微弱冲击效应存在) 按照第一部分所述进行数值仿真, 并对左支座振动仿真结果 10 个周期的振动信号利用 Fourier 变换和小波变换的进行分析, 如图 2~ 图 5 所示。

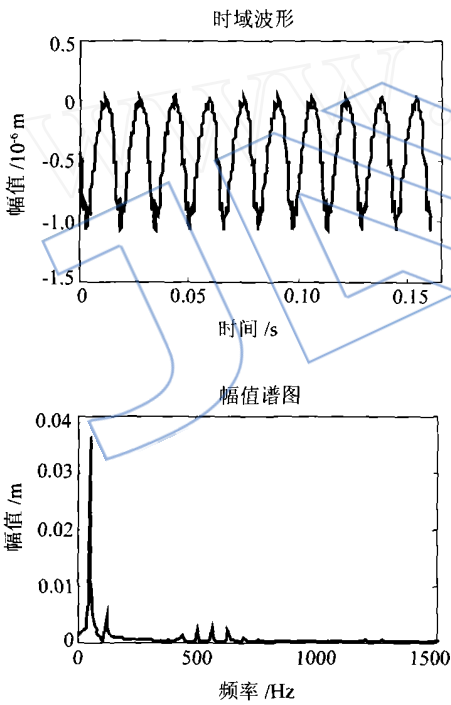


图 2 正常情况下振动信号的时域波形与频谱图

Fig. 2 The time-domain curve and frequency domain curve of vibration signal in cases of good condition

在图 2 和图 3 中, 支承的在偏心力的作用下刚好能离开松动面。图 2 所示的正常情况和图 3 所示的松动情况下的振动信号的时域波形和频谱图没有明显差别, 可见通过 Fourier 变换不能有

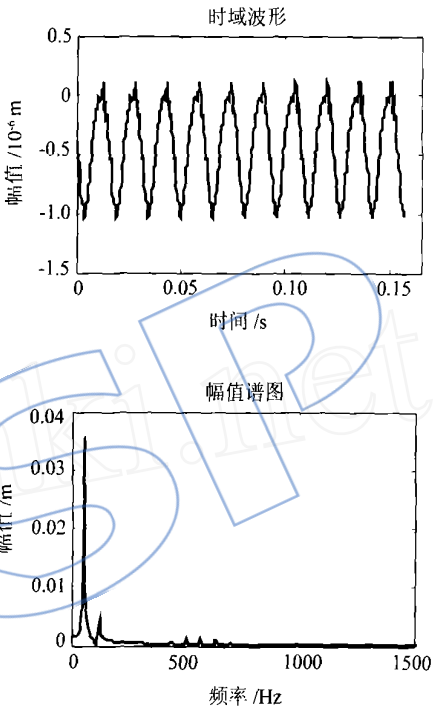


图 3 松动情况下振动信号的时域波形与频谱图

Fig. 3 The time-domain curve and frequency domain curve of vibration signal in cases of looseness condition

从图 4 和图 5 可以看出, 正常情况和松动情况下的振动信号的小波分解有明显的差别。正常情况下的振动信号在小波分解的高频部分包含类似于“拍”的高频信号。其频率为与基频相同, 这是由于轴承的刚度是非线性的, 即刚度渐硬, 正比于位移的次方。而松动情况下的小波分解的高频部分的第一层(d1)可以看出, 只要发生松动, 就会产生冲击, 每一次冲击就会形成一个主要的奇异点。从图 7 可以看出, 振动信号每一个周期出现一个主要的奇异点, 可以推断系统中每个周期出现一次冲击。因此, 可以通过该方法确定是否发生松动故障, 而这是 Fourier 变换不能达到的。这说明了小波变换能比 Fourier 变换在较低转速下检测出系统是否发生松动。

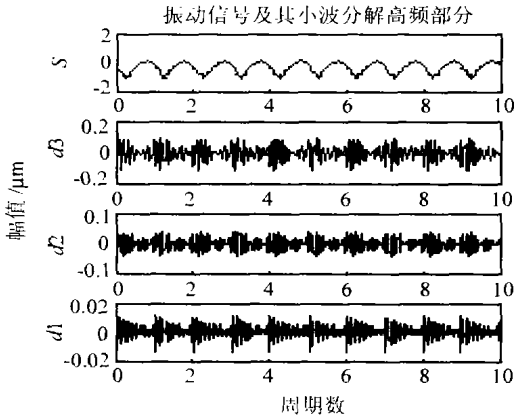


图 4 正常情况下的波小变换 ($\omega=410\text{ rad}\cdot\text{s}^{-1}$)
Fig 4 The wavelet translation in case of normal condition ($\omega=410\text{ rad}\cdot\text{s}^{-1}$)

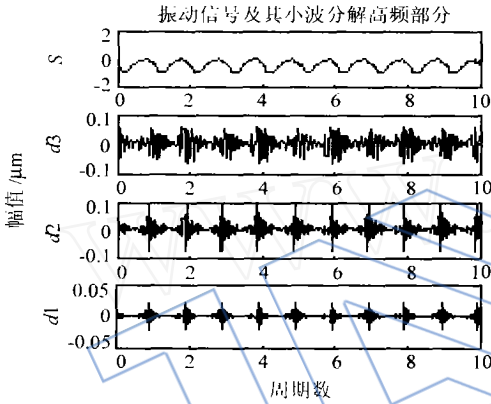


图 5 松动情况下的波小变换 ($\omega=410\text{ rad}\cdot\text{s}^{-1}$)
Fig 5 The wavelet translation in case of looseness condition ($\omega=410\text{ rad}\cdot\text{s}^{-1}$)

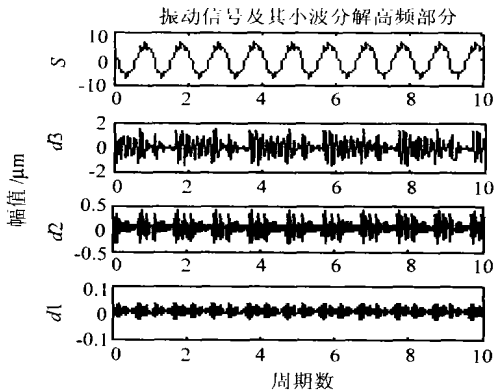


图 6 正常情况下的波小变换 ($\omega=720\text{ rad}\cdot\text{s}^{-1}$)
Fig 6 The wavelet translation in case of normal condition ($\omega=720\text{ rad}\cdot\text{s}^{-1}$)

对于较高转速的情况,如 $\omega=720\text{ rad}\cdot\text{s}^{-1}$,图 6 和图 7 分别为该转速下正常情况和松动情况下的振动信号的小波分解图。从图中可以看出,正常情况下的振动信号与 $\omega=410\text{ rad}\cdot\text{s}^{-1}$ 一样,也包含类似于“拍”的高频信号。其不同的是其频率为基频的两倍,这是因为偏心力相对于重力占优,转子转动一周,向上和向下滚动轴承都会发生较大的刚度变化,因此刚度的变化的极大值也有两处,产生两次在小波分解的高频部分类似“拍”的高频信号成分。而松动情况下的小波分解的高频部分的第一层(d1)可以看出,振动信号每一个周期出现一个主要的奇异点,可以推出系统中每个周期出现一次冲击。

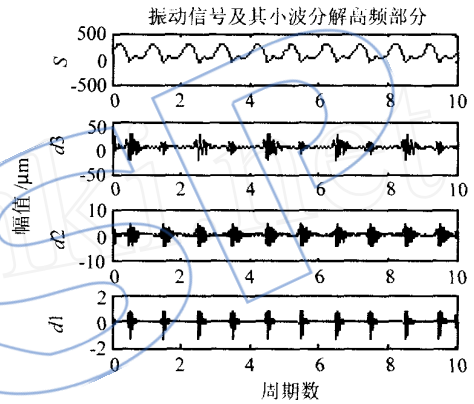


图 7 松动情况下的波小变换 ($\omega=720\text{ rad}\cdot\text{s}^{-1}$)
Fig 7 The wavelet translation in case of looseness condition ($\omega=720\text{ rad}\cdot\text{s}^{-1}$)

从上面的分析可以得出,正常和松动($\delta=0.6\text{ mm}$)情况下的振动信号的小波分解的高频部分包含不同的信息,且振动信号的故障特征有明显差别,因此,用小波分析可以通过检测信号的奇异性可以很好地诊断滚动轴承转子系统的支承松动。

3 结 论

本文建立了具有支承松动的滚动轴承—转子系统的力学模型,并进行了数值仿真,针对转子系统在故障下传统信号分析方法的不足,利用小波变换对支承在正常和松动间隙情况下的振动信号进了分析。得出:小波变换能反映频率随时间的变化,能够跟踪信号的瞬变信息,因而能更好地揭示滚动轴承—转子系统的支承松动故障;小波变换能很好地诊断滚动轴承—转子系统的支承松动故障;利用小波分析对信号进行奇异性检测,可以比

Fourier 变换在更低转速下诊断出转子系统的支承松动故障。

参考文献

- [1] 韩捷, 张瑞林. 旋转机械故障机理及诊断技术[M]. 北京: 机械工业出版社, 1997.
- [2] 廖伯瑜. 机械故障诊断基础[M]. 北京: 冶金工业出版社, 1995.
- [3] Chen Y D, Du R, Qu L S. Fault Features of Large Rotating Machinery and Diagnosis using sensor fusion[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 1995, 188(2): 227~242.
- [4] 褚福磊, 方泽南, 张正松. 带有支座松动故障的转子—轴承系统的混沌特性[J]. 清华大学学报(自然科学版), 1998, 38(4): 60~63.
- CHU Fu-lei, FANG Ze-nan, ZHANG Zheng-song. Chaotic Behaviour of a Rotor-Bearing System with Pedestal Looseness[J]. *Journal of Tsinghua University (Sci & Tech)*, 1998, 38(4): 60~63.
- [5] Chu F, Tang Y. Stability and Non-Linear Responses of a Rotor-Bearing System with Pedestal Looseness[J]. *International Journal of Sound and Vibration*, 2001, 241(5): 879~893.
- [6] 克利宗 A C, 齐曼斯基 Ю Л, 雅科夫列夫 Б Н. 弹性转子动力学——弹性支承[M]. 北京: 科学出版社, 1987: 279~310.
- [7] Choi B L, Park J M. An Improved Rotor Model with Equivalent Dynamic Effects of the Support Structure[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2001, 244(4): 569~581.
- [8] 刘泽九. 滚动轴承应用手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 1996.