

文章编号: 1005—0523(2005)02—0123—04

滚动轴承外圈局部故障的动态特性及计算机仿真

曹冲锋, 宋京伟, 王秋红

(华东交通大学 机电工程学院, 江西 南昌 330013)

摘要:运用运动学和动力学等理论知识,建立了局部故障滚动轴承系统的振动模型,模型综合考虑轴承径向游隙、载荷分布、几何尺寸、故障脉冲序列、故障点位置等因素对振动特性的影响,以 6207 轴承外圈局部故障为例,借助计算机仿真技术在 Simulink 环境下对模型进行动态仿真,仿真结果清晰的表达了故障轴承的振动特性,验证了模型的正确性,为今后滚动轴承的故障诊断与监测提供了理论基础和现实依据。

关 键 词:滚动轴承;振动模型;计算机仿真;局部故障

中图分类号:TH 165

文献标识码:A

1 引 言

滚动轴承是旋转机械中最常见的部件之一,它的运行状态直接影响整台机器的性能.为提高滚动轴承性能,降低振动和噪声水平,以及提高故障诊断技术,深入研究滚动轴承的振动特性和本质特征已越来越受到人们的重视,成为目前国内外学者研究的热点同时也是难点的课题.目前对正常滚动轴承的静态以及动态特性研究^[1]较多,发展相对趋于成熟.在对故障滚动轴承系统特性的研究过程中,建立系统振动模型^{[2][3][4]}得到了很多学者的许可和应用.然而,在对系统模型进行简化分析时,由于对故障滚动轴承的运转状况尚缺乏完整的认识,结果往往很难全面的反映故障轴承的动静态特性.因此,本文在前人的基础上,从径向游隙、载荷分布、几何尺寸、故障脉冲序列形状结构等几个方面进一步完善了局部故障滚动轴承系统的振动模型,并以 6207 轴承外圈局部故障为例,借助计算机仿真技术^{[5][6]}对模型进行动态仿真,结果清晰的表达了故障滚动轴承的振动特性.

2 滚动轴承的故障特征频率

通常情况下,滚动轴承运行时外圈固定,为简单起见,作如下假设:滚道与滚动体之间无滑动;轴承缺陷部位接触时产生的冲击脉冲序列是周期性的并且周期取决于缺陷部位,根据几何条件进行运动学分析,可以得出轴承各故障通过频率^[4]见表 1.

表 1 通过频率计算公式

表面剥落的位置	冲击振动发生的间隔频率
内圈	$f_{\text{inner}} = 0.5f_a(1 + \frac{d}{D}\cos\alpha)z$
外圈	$f_{\text{outer}} = 0.5f_a(1 - \frac{d}{D}\cos\alpha)z$
滚动体	$f_{\text{roller}} = 0.5f_a(1 - \frac{d^2}{D^2}\cos^2\alpha)\frac{D}{d}$
保持架	$f_{\text{cage}} = 0.5f_a(1 - \frac{d}{D}\cos\alpha)$

其中 D 为轴承节圆直径, d 为滚动体直径, f_a 为轴旋转频率, α 为接触角, z 为滚动体数.

3 故障滚动轴承的振动分析模型

目前对故障滚动轴承的模型研究主要在滚子

收稿日期: 2004—09—15

作者简介: 曹冲锋(1979—)男,河南商丘人,在读硕士,研究方向:状态监测与故障诊断.

间的载荷分布、故障冲击脉冲序列的形状结构、刚度系数的理论值、系统整体振动模型及转子-轴承两自由度系统动力学模型等方面^[7]. 由于轴承系统是个比较复杂的系统, 在分析时通常将其简化为一阶弹簧-阻尼系统, 图 1 为轴承系统的振动模型.

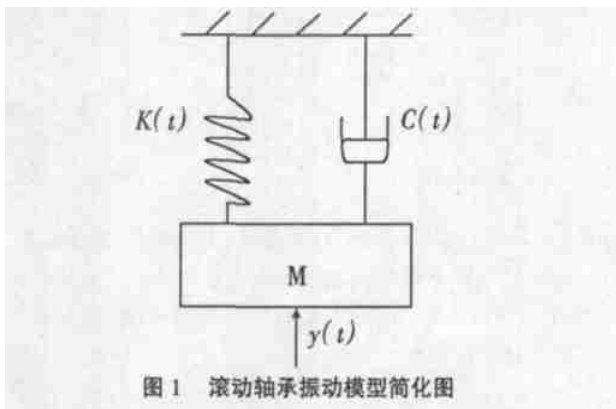


图 1 滚动轴承振动模型简化图

假定作用于滚动轴承上的激励为 $y(t)$, 主要包括载荷分布、故障冲击脉冲序列以及外界噪声等; 由激励引起的轴承整体位移为 $x(t)$, 则系统动力学分析模型^[2]如下:

$$\ddot{M}x(t) + C(t)\dot{x}(t) + K(t)x(t) = y(t) \quad (1)$$

式中 M —系统等效质量; $C(t)$ —系统等效阻尼; $K(t)$ —系统等效刚度;

由式(1)可以看出, 对于给定的滚动轴承, 在工作状态下激励对系统的振动起决定性作用, 因此深入研究轴承激励是完善系统振动模型的必要条件.

3.1 滚动轴承间的载荷分布

滚动轴承载荷分布的理论研究可分为三大类, 即基于 Hertz 接触理论的经典分析法、古典数值法和有限元、边界元等现代数值法. 其中现代数值法因其需要大型商用软件, 对于多数轴承工作者而言存在一定困难. 经典分析法假定套圈的刚度为无穷大, 除局部接触变形外套圈不会产生其他形式的偏离其初始几何形状的整体弹性变形, 于是内、外套圈的相对位移情况变得非常简单; 正因其所得结论简单直观, 便于设计应用, 因而迄今为止仍然使用最多. 径向载荷作用下的特定轴承, 其载荷分布如图 2 所示.

根据 Hertz 接触理论的经典分析法, 沿轴承周围的载荷分布可由 Stribeck 公式^[3]表示如下:

$$q(\varphi) = q_{\max} \left[1 - \frac{1}{2\epsilon} (1 - \cos(\varphi)) \right]^n \quad (2)$$

式中 $q_{\max}$ 是载荷分布密度最大值; ϵ 为载荷分配系数; φ 为载荷分布区域内任意角度; n 为指数 (对于球轴承来说, $n=1.5$; 当为滚柱轴承时, $n=10/$

9). 其中 ϵ 可表示为:

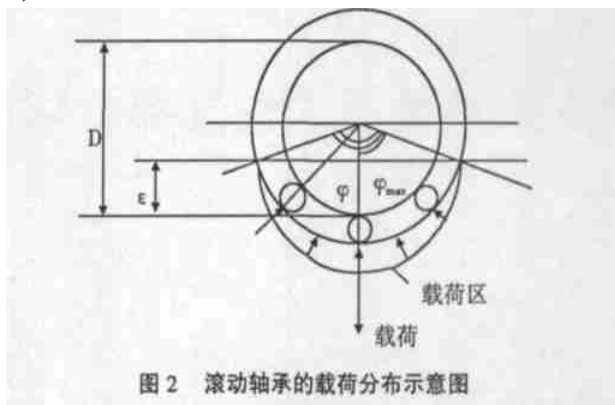


图 2 滚动轴承的载荷分布示意图

$$\epsilon = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{C_d}{2x_m} \right) \quad (3)$$

式中 c_d 是轴承径向游隙; x_m 是最大变形位移. 图 2 中最大载荷分布角 φ_l 可有下式求得:

$$\varphi_l = \cos^{-1} \left[\frac{c_d}{2x_m} \right] \quad (4)$$

把公式(3)代入(2)式, 可得:

$$q(\varphi) = q_{\max} \left[1 - \frac{2x_m}{2x_m - c_d} (1 - \cos(\varphi)) \right]^n \quad (5)$$

不失一般性, 内圈随轴一起旋转, 则 φ 可以由 $2\pi f_d t$ 代替, 于是载荷分布函数可以表示成一个时间函数:

$$q(t) = \begin{cases} q_{\max} \left[1 - \frac{2x_m}{2x_m - c_d} (1 - \cos(2\pi f_d t)) \right]^n & |2\pi f_d t| < \varphi_l \\ 0 & \text{其他位置} \end{cases} \quad (6)$$

从式(6)可以看出, $q(t)$ 是一个周期函数. 对于一个径向游隙 c_d 大于 0 的轴承来说, 如果 $\epsilon < 0.5$, 则 $\varphi_l < \pi/2$. 假设在 $t=0$ 时 $\varphi=0$, 当轴旋转一周, 对于给定的轴承内圈上任意一点必经过载荷区一次. 该点所承受的载荷变化如下图所示:

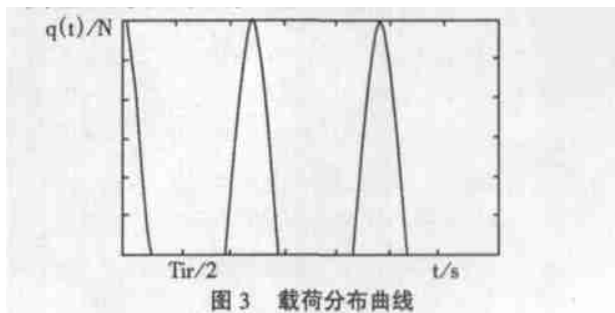


图 3 载荷分布曲线

3.2 局部故障脉冲序列的承载调制

为接近工程实际假设在单位载荷下轴承滚子与故障部位接触产生的冲击力是矩形脉冲. 因此, 伴随着轴承运动冲击序列可以用周期为 T_d 的无限个等幅值矩形函数表示, 如下图所示.

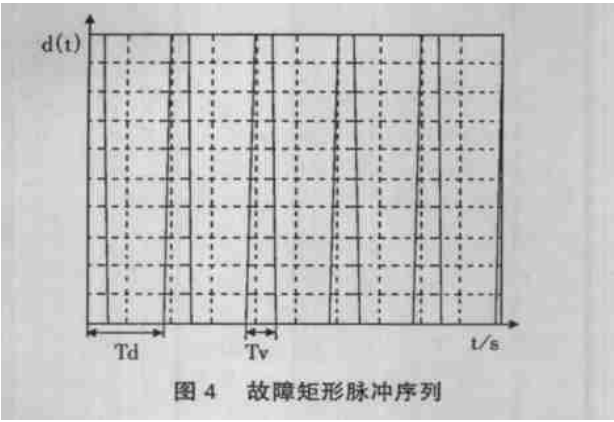


图 4 中 T_d 为矩形脉冲序列的周期, T_v 为滚子通过损伤部位时间. 不失一般性, 设轴承外圈固定, 内圈与轴联结同步旋转, 损伤部位尺寸为 (mm), 当故障部位发生在外圈时, T_v 为:

$$T_v = \frac{60L}{\pi m(1 - \frac{d}{D} \cos \alpha)} \tag{7}$$

当故障部位发生在滚珠或内圈时, 则 T_v 为

$$T_v = \frac{60L}{n[\pi \gamma(1 - \frac{d}{D} \cos \alpha) + 2\pi \gamma_i]} \tag{8}$$

式中 γ —滚珠半径; γ_i —内圈滚道半径; n —轴的转速. 故矩形脉冲中有效冲击力部分所占比例为:

$$\lambda = T_v / T_d \tag{9}$$

其中 T_d 的值由故障点位置确定, 当故障点在外圈时, $T_d = 1/f_{outer}$; 当故障点在内圈时, $T_d = 1/f_{inner}$; 当故障点在滚动体上时, $T_d = 1/(2f_{roller})$. 从式 (7)、(8) 和 (9) 可以看出, 轴承几何尺寸、故障部位形状、轴的转速及故障通过频率共同决定了故障冲击脉冲序列的分布.

由于故障点的位置随轴承运动呈周期性变化, 所以当故障位置通过载荷区时产生的脉冲冲击力必然要受载荷分布的调制, 调制脉冲^[8]可用故障脉冲序列与载荷分布函数的乘积表示, 即

$$F_{fault} = d(t)q(t) \tag{10}$$

3.3 局部故障滚动轴承的振动模型

综合考虑前面研究讨论的轴承径向间隙、载荷分布情况、故障脉冲序列等因素, 而阻尼对轴承的动力学特性影响很小, 看作常数. 则故障滚动轴承振动分析模型的表达式为:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F + F_{fault} + F_n \tag{11}$$

将公式 (10) 代入上式, 可得:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F + d(t)q_{max}[1 - \frac{2x_m}{2x_m - c_d}(1 - \cos(2\pi f_d t))]^n \tag{12}$$

式中 m ——轴承的质量;
 c ——轴承的阻尼 (常数);
 k ——轴承的刚度, 可由根据文献 [7] 求得;
 F ——外载荷;
 F_{fault} ——调制故障冲击力 (即 $d(t)q(t)$);
 F_n ——白噪声.

4 模型仿真

以 6207 轴承为研究对象, 针对轴承外圈局部损伤故障, 损伤尺寸为 3 mm, 损伤部位在处, 轴承的基本参数: 内径 35 mm; 外径 72 mm; 节径 53.5 mm; 滚动体直径 11 mm; 滚动体数目 9 个; 接触角 α 为 0; 轴承质量 m 为 0.288 kg; 径向间隙取 $8\mu m$. 选轴承转速 $n=500$ r/min.

对式 (12) 分解变换, 在 Simulink 环境下搭建仿真模型^[8], 对模型采用 ode45 变步长迭代方法进行数值求解, 并进行傅立叶变换, 得到轴承振动加速度信号的时频域响应, 仿真结果如下图所示.

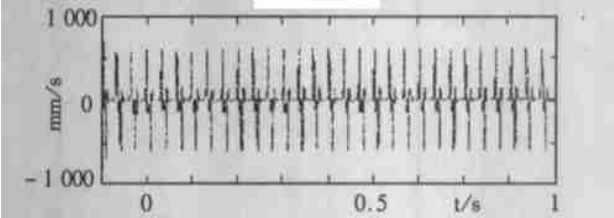


图 5 外圈局部故障振动加速度时域仿真图形

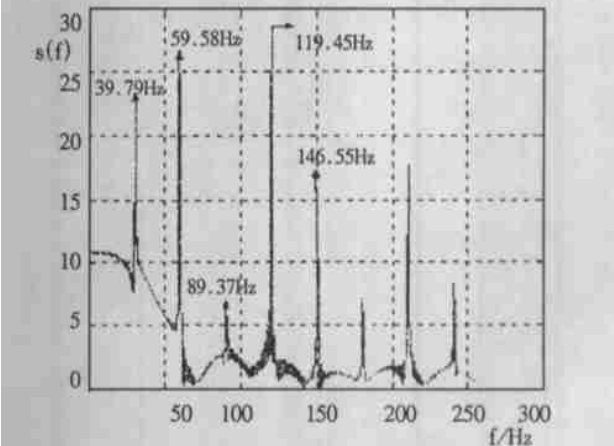


图 6 外圈局部故障振动加速度信号功率谱仿真图形

根据表 1 计算可得出轴承外圈的通过频率为: $f_{outer}=29.97$ Hz. 图 5、6 表明, 当滚动轴承外圈发生局部故障时, 仿真时域响应以 $1/f_{outer}$ 为间隔等幅值

分布,其功率谱谱线非常清晰的产生在 f_{outer} 及其高倍频处,充分验证了该模型的有效性.

5 结 论

所建模型以损伤故障滚动轴承为研究对象,在前人的基础上,从故障脉冲序列的结构本身、承载调制、故障位置以及径向游隙等几方面完善了模型,并针对外圈局部故障,借助 MATLAB 环境下的 Simulink 模块对模型进行仿真,仿真结果清晰的表达了故障滚动轴承的动态特性,可为今后滚动轴承的监测与故障诊断提供了理论基础和依据.本文仿真例仅局限于外圈故障.

参考文献:

[1] 罗继伟.滚动轴承受力分析及其进展[J]. 轴承, 2001, (9)28~31.
[2] David Brie. Modeling of the Spalled Rolling Element Bearing

Vibration Signal: an Overview and Some New Results. Mechanical Systems and Signal Processing. 2000, 14 (3); 353~369.
[3] P. D. McFadden&J. D. Smith. Model For The Vibration Produced By A Single Point Defect In A Rolling Element Bearing. Journal of Sound and Vibration (1984) 96(1), 69~82.
[4] 梅宏斌.滚动轴承故障诊断及其在高速铁路轴承试验中的应用[D].武汉:华中理工大学. 1993 ;9~12
[5] 黄乾贵,邓四二,腾弘飞.滚动轴承系统仿真技术的现状及发展[J].轴承 2002. (4)34~37.
[6] 邱晓林,等.基于 MATLAB 的动态模型与系统仿真工具——Simulink 3.0/4.x[M].西安:西安交通大学出版社, 2003.
[7] M.F. While. Rolling Element Bearing Vibration Transfer Characteristics: Effect of Stiffness. Journal of Applied Mechanics. 1979. Vol. 46, 677~684.
[8] P. D. McFadden&M. M. TOOZHY. Application of Synchronous Averaging to Vibration Monitoring of Rolling Bearings. Mechanical Systems and Signal Processing(2000)14(6), 891~906.

Dynamic Characteristics for the Part Fault of Outer Race in a Ball Bearing and Computer Simulation

CAO Chong-feng, SONG Jing-wei, WANG Qiu-hong

(Institute of Mechanical and Electrical Engineering, East China Jiaotong University, Nanchang 330013, China)

Abstract :A physics model is set to deal with a single point defect of a rolling bearing by a method of kinematics and dynamics under constant radial load. The model incorporates the diametral clearance, load distribution, the effect of bearing geometry, impulses train by the fault, fault styles to the characteristics of vibration. Using computer simulation presents the dynamic curves with the example of 6207 bearing, which provides theoretical and practical basis for the coming fault diagnosis of rolling bearing.

Key words :ball bearing ;vibration model ;computer simulation ;located fault