

具有局部故障滚动轴承的振动分析 (I)外圈具有单一局部故障

东亚斌^{1,2}, 廖明夫¹, 张小龙²

(1. 西北工业大学动力与能源学院, 陕西 西安 710072; 2. 西安建筑科技大学机电工程学院, 陕西 西安 710055)

摘要:在基于弹性力学的正常滚动轴承二自由度动力学模型的基础上,考虑外圈局部点蚀缺陷宽度以及深度对接触变形的影响,引入滚动体通过缺陷时接触变形量的变化,建立了外圈产生单一局部故障的滚动轴承的动力学模型.通过仿真,证实了当外圈产生单一局部缺陷时,滚动轴承振动信号的低频成分为滚动体通过外圈的频率及其倍频这一在滚动轴承故障诊断中常用的结论,并合理解释了倍频产生的原因;最后通过实验进一步证实了所建立模型和仿真结果的有效性.

关键词:滚动轴承;外圈;单一局部故障;振动分析

中图分类号:TH133.33

文献标志码:A

文章编号:1006-7930(2012)01-0147-06

滚动轴承是机械设备中最常见的也是最重要的部件之一,其动力学行为对整个转子系统的动力学行为有着很大的影响.特别是当其产生故障时,将诱发整个系统产生故障.因此,研究故障轴承的动力学行为,对尽早发现轴承故障,预防灾难性事故发生,保证设备正常运转具有十分重要的意义.

目前关于滚动轴承动力学研究主要集中于正常轴承或轴承支撑的整个轴系的动力学行为,对于故障轴承的动力学研究相对较少^[1-5].已有的研究方法主要分为两大类.一类方法将滚动体滚过缺陷时产生的冲击振动用一个脉冲序列来模拟^[6-8];另一类方法认为滚动体滚过缺陷时,会释放一定的变形,从而引起接触载荷发生突变,导致轴承产生冲击振动^[9-10].关于该方法研究的文献几乎都认为滚动体在滚过缺陷时,释放的变形量是坑的深度.实际上这种情况只有在坑的宽度超过滚动体的直径时才会发生.因此,在考虑实际情况的基础上,建立一种更加符合实际情况的故障模型.

1 外圈具有单一点蚀故障的滚动轴承的建模

1.1 正常轴承的振动模型

如图1(a)所示,由于径向载荷的作用,在载荷区中,滚动体与内外圈滚道之间将产生接触变形,其接触副可分别用一对弹簧阻尼模型来表示.由于钢球的质量远小于套圈的质量,因此,钢球两端的弹簧阻尼可以直接近似为串联的形式,如图1(b)所示.

假设外圈不转动,内圈和轴固结在一起随轴旋转.由于内圈和轴相对于外圈具有很大质量,因此轴

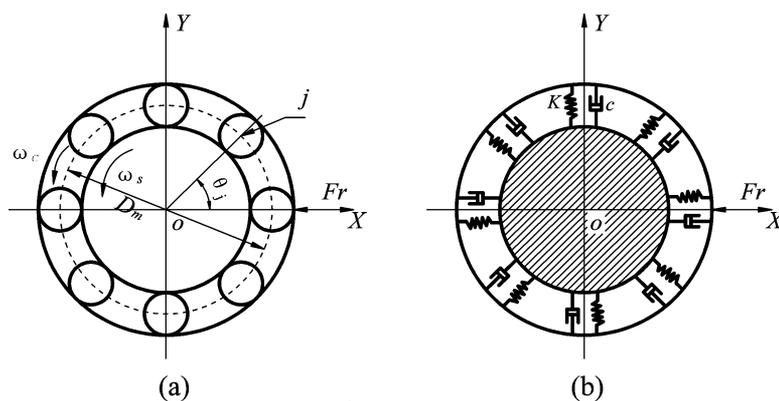


图1 正常轴承振动模型

Fig. 1 Vibration model of normal rolling elements bearing

收稿日期:2011-11-29 修改稿日期:2012-01-30

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51175399);陕西省自然科学基金资助项目(2011JM7009)

作者简介:东亚斌(1976-),男,陕西渭南人,副教授,博士生,主要从事机械动力学和故障诊断研究.

承的振动可以看做外圈相对于内圈的振动。

当轴承振动使外圈相对于内圈在 X 轴和 Y 轴分别移动 x 和 y 时,在第 j 个滚动体与内外圈接触处,内外圈相对移动了 $x\cos(\theta_j) + y\sin(\theta_j)$,即该处滚动体与内外圈接触的总变形量为

$$\delta_j = x\cos(\theta_j) + y\sin(\theta_j) \tag{1}$$

其中:

$$\theta_j = \omega_c t + \frac{2\pi(j-1)}{Z} \tag{2}$$

$$\omega_c = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{d}{D_m} \cos(\alpha) \right) \omega_s \tag{3}$$

d 、 Z 、 D_m 、 α 分别为滚动体的直径、个数、轴承的节径以及接触角, ω_s 为轴旋转角频率

$$\omega_s = \frac{2\pi n}{60} \tag{4}$$

n 为轴的转速,即内圈的转速。

若考虑轴承的间隙则有

$$\delta_j = x\cos(\theta_j) + y\sin(\theta_j) - \mu \tag{5}$$

其中: μ 为轴承的径向间隙。

由 Hertz 接触理论可知,在第 j 个滚动体处的接触载荷可表示为

$$\begin{cases} F_j = K\delta_j^{1.5} & \delta > 0 \\ F_j = 0 & \delta_j \leq 0 \end{cases} \tag{6}$$

其中:

$$XK = \left[\frac{1}{(1/K_o)^{2/3} + (1/K_i)^{2/3}} \right]^{\frac{3}{2}} \tag{7}$$

称为等效接触变形系数, K_i 、 K_o 分别为滚动体与内、外圈的接触变形系数,计算方法参阅文献[11].

将式(6)向 X 轴和 Y 轴投影,可得 X 方向和 Y 方向的分力为

$$\begin{cases} F_{jx} = F_j \cos(\theta_j) \\ F_{jy} = F_j \sin(\theta_j) \end{cases} \tag{8}$$

X 方向和 Y 方向作用于外圈的总的接触载荷为

$$\begin{cases} F_x = \sum_{j=1}^Z F_j \cos(\theta_j) \\ F_y = \sum_{j=1}^Z F_j \sin(\theta_j) \end{cases} \tag{9}$$

由第二牛顿定律可得轴承外圈的二自由度振动方程为

$$\begin{cases} m\ddot{x} + c\dot{x} + F_x = F_r \\ m\ddot{y} + c\dot{y} + F_y = mg \end{cases} \tag{10}$$

式中: m 为外圈的质量, c_x 、 c_y 分别为 x 和 y 方向的等效阻尼。

1.2 故障轴承的建模

如图 2(a) 所示,外圈的某一点有局部缺陷时,滚动体滚过该处,会释放一定的变形量,此时第 j 个滚动体的变形量可表示为

$$\delta_j = x\cos(\theta_j) + y\sin(\theta_j) - \mu - \beta_j\lambda \tag{11}$$

其中 λ 为滚动体滚过缺陷时释放的变形量,由图 2(b) 可知,其最大值为

$$\lambda_{\max} = \frac{d}{2} - \sqrt{\left(\frac{d}{2}\right)^2 - \left(\frac{b}{2}\right)^2} \tag{12}$$

其中: b 为缺陷沿外圈滚道圆弧切线方向的宽度,因此 λ 可定义为

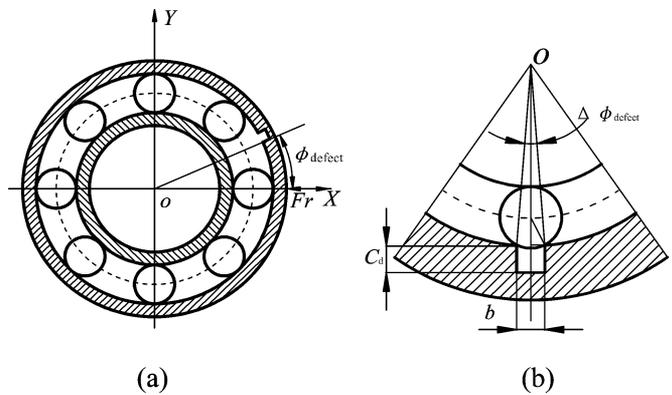


图 2 外圈具有单一故障滚动轴承的模型

Fig. 2 Model of rolling elements bearing with an outer race defect

$$\lambda = \begin{cases} C_d & C_d < \lambda_{\max} \\ \frac{d}{2} - \sqrt{\left(\frac{d}{2}\right)^2 - \left(\frac{b}{2}\right)^2} & C_d \geq \lambda_{\max} \end{cases} \quad (13)$$

其中: C_d 为缺陷的深度.

式(11)中: β_j 为开关量,其定义为

$$\beta_j = \begin{cases} 1 & 2n_j\pi + \phi_{defect} \leq \theta_j \leq 2n_j\pi + \phi_{defect} + \Delta\phi_{defect} \\ 0 & \text{其它} \end{cases} \quad (14)$$

其中: ϕ_{defect} 为缺陷的初始位置角, $\Delta\phi_{defect}$ 为缺陷的跨度角,其定义式为

$$\Delta\phi_{defect} = 2a \sin\left(\frac{b}{2r_o}\right) \approx \frac{b}{r_o} \quad (15)$$

其中: r_o 为外圈滚道的半径.

式(14)中: n_j 为正整数,其表达式为

$$n_j = \begin{cases} \text{int}\left(\frac{\omega_c t}{2\pi}\right) & \phi_{defect} \geq \frac{2\pi(j-1)}{Z} \\ \text{int}\left(\frac{\omega_c t}{2\pi}\right) + 1 & \phi_{defect} < \frac{2\pi(j-1)}{Z} \end{cases} \quad (16)$$

将式(12) ~ (16) 代入式(11),然后再代入式(10),即可得到外圈具有单一故障滚动轴承的振动模型.

2 外圈具有单一局部故障的滚动轴承的数值仿真与实验分析

2.1 数值仿真

式(10) 为一耦合的非线性微分方程组,本节以 6307 型轴承(基本参数见表 1) 为例,在 Matlab 中采用 4 阶 5 级 Runge-Kutta 数值方法对其进行求解.求解方程时,初始条件为 $x = y = 0, \dot{x} = \dot{y} = 0$,时间间隔 $\Delta t = 0.0001 \text{ s}$ (即采样率为 10000 Hz),起始时间为 0.1 s ,终止时间为 0.2 s .阻尼取 $c = 200 \text{ N} \cdot \text{s/m}$.轴转速 n 为 964 r/min .仿真结果如图 3 所示.

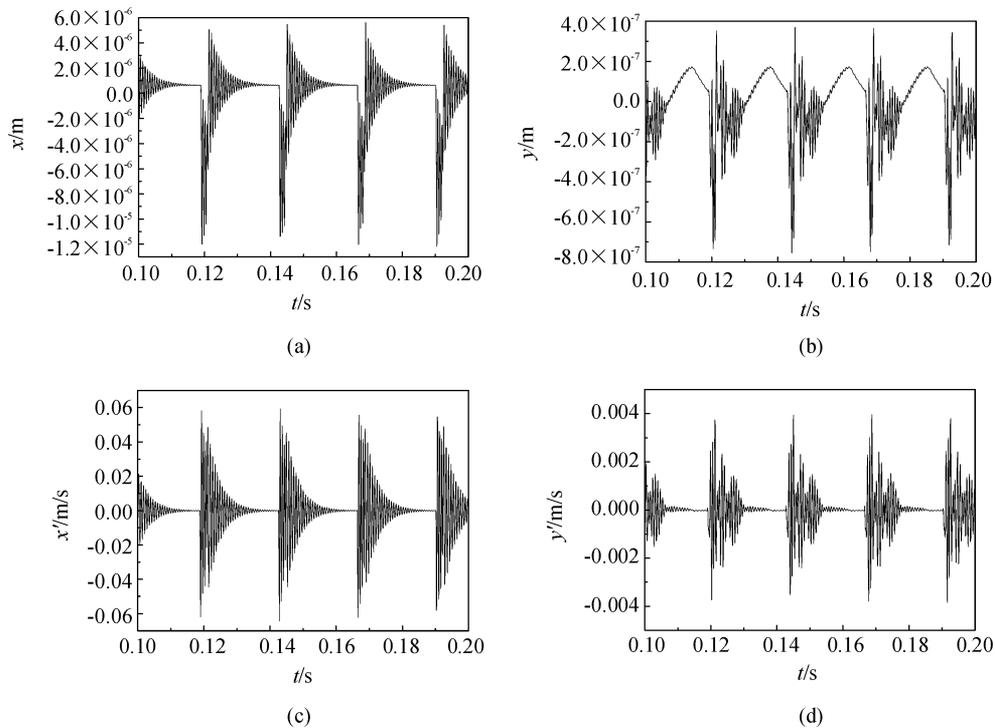


图 3 外圈具有单一故障时的仿真结果

Fig. 3 Simulated results of rolling elements bearing with an outer race defect

表1 6307球轴承的基本参数

Tab.1 Parameters of 6307 type of rolling elements bearing

轴承外径/mm	80	滚珠数	7
轴承内径/mm	35	缺陷深度/ μm	10
轴承节径/mm	57.5	缺陷宽度/mm	3
滚珠直径/mm	14.5	接触角/ $^\circ$	0

由图3可知,当球轴承的外圈存在局部缺陷时,其X、Y方向,振动位移信号和振动速度信号均以滚动体滚过缺陷所产生的冲击振动为主,并且在0.1s内都恰好有4个间隔相等上的波峰.这恰好对应于滚动体通过外圈的频率,该频率可由表1所给参数计算得到

$$f_{bpo} = \frac{Z}{120} \left(1 - \frac{d}{D_m} \cos(\alpha) \right) n = 42.05 \text{ Hz} \quad (17)$$

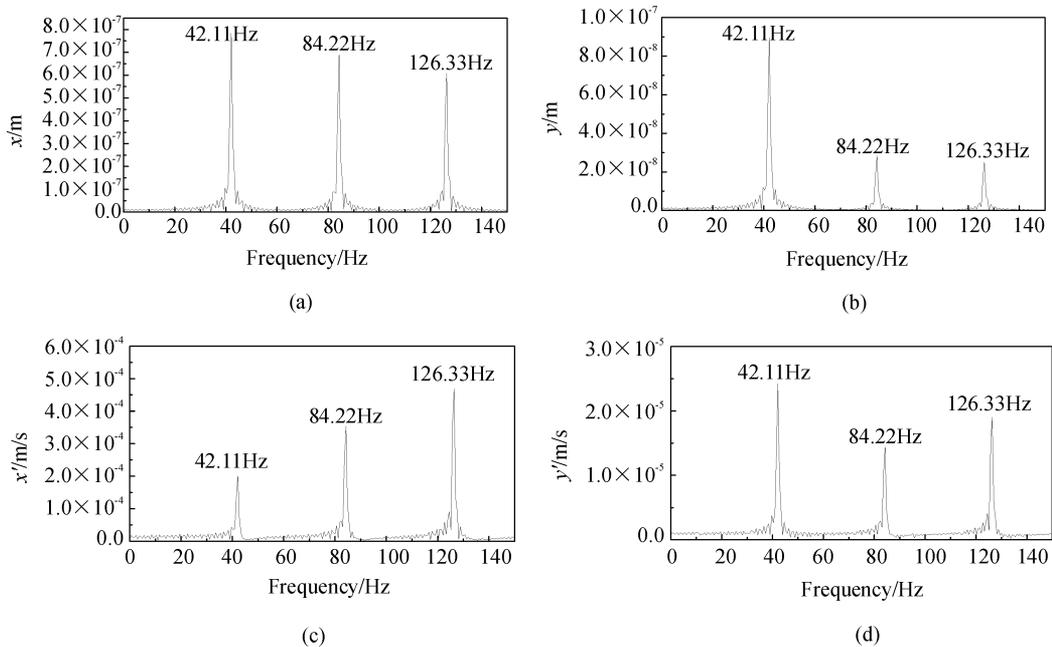


图4 外圈具有单一故障时仿真信号的频谱(低频段)

Fig.4 Spectrums of simulated signals of rolling elements bearing with an outer race defect

图4为仿真信号的频谱.由图4可知,在X、Y方向,振动位移信号和振动速度信号的低频成分均以滚动体通过外圈的频率及其倍频为主.这恰好和实际进行滚动轴承故障诊断所用结论一致.

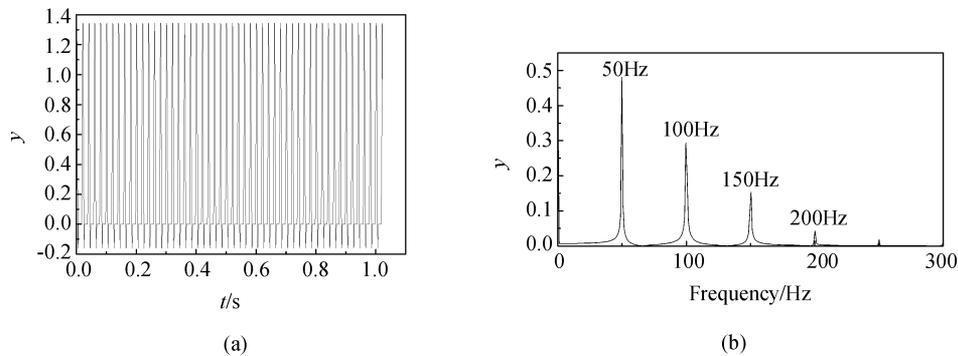


图5 非线性项仿真的时域图波形及其频谱图

Fig.5 Simulated waveform and spectrum of nonlinear term

另外,频谱图上之所以会出现滚动体通过外圈频率的倍频,主要是因为滚动轴承非线性因素的影响.由式(10)可知,该非线性方程组的非线性项主要是接触载荷项,由式(6)和式(8)可得其基本形式为

$$y = [\cos(2\pi ft) + \sin(2\pi ft)]^{1.5} \cos(2\pi ft) \quad (18)$$

在式(18)中,若令 $f = 50\text{Hz}$,对其进行数值仿真,其时域波形和频谱如图5所示.从图5(b)可以看出,其频率为基频(50Hz)及其倍频(100Hz、150Hz、200Hz等).所以仿真信号低频段的频率成分为滚动体通过外圈的频率及其倍频.

2.2 实验分析

为了验证所建模型的正确性,本文采用6307型轴承,在外环上利用电蚀方法生成一个宽度为1.5mm、深度为0.2mm的划痕,并安装在转子实验台上利用Brüel & Kjær 4381型压电式加速度传感器测取轴承支座振动信号,采样率为16000Hz,轴转速为964r/min.其时域波形如图6(a)所示,图6(b)所示为频谱图.

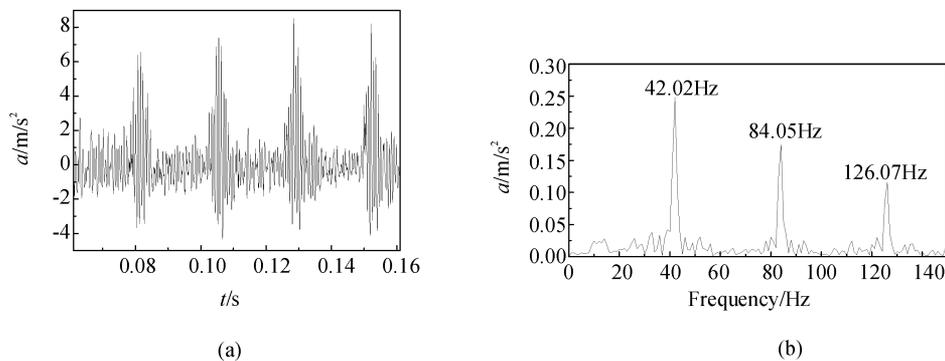


图6 外圈具有单一故障时的实验结果

Fig. 6 Experimental results of rolling elements bearing with an outer race defect

由图6(a)可以看出,在0.1s内振动加速度的波峰也恰好是4个并且间隔相等,这和图3中的仿真结果完全相同.另外由图6(b)也可以看出,振动信号的低频段频率恰好为滚动体通过外圈的频率及其倍频,这和图4的仿真结果是完全相同的.由此可证明本文所建立模型的正确性.

3 结 论

以接触动力学为基础,建立了正常滚动轴承的二自由度动力学模型.并在此基础上,通过引入滚动体通过缺陷时变形量的变化,建立了外圈产生单一局部故障的滚动轴承的动力学模型.得出以下结论:

- (1) 改进了缺陷模型,考虑了缺陷宽度以及深度在接触变形计算中的作用;
- (2) 仿真了外圈具有单一故障轴承的振动位移和振动速度曲线.并通过分析得出了其低频成分为滚动体通过外圈的频率及其倍频,证实了实际滚动轴承故障诊断常用的判据;
- (3) 针对倍频产生的原因给出了合理的解释;
- (4) 通过实验对比,证实了仿真结果的可靠性和所建立模型的正确性.

参考文献 References

- [1] LILOULIOS A N, ANTONIADIS I A. Effect of rotational speed fluctuations on the dynamic behavior of rolling element bearings with radial clearances[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2006, 48: 809-829.
- [2] HARSHA S P. Nonlinear dynamic analysis of a high-speed rotor supported by rolling element bearings[J]. Journal of Sound and Vibration, 2006, 290: 65-100.
- [3] 杜秋华. 球轴承振动的非线性模型及信号分析方法研究[D]. 武汉: 华中科技大学, 2007.
DU Qiu-hua. Research on nonlinear models and signal analysis methods of ball bearing vibrations[D]. Wuhan: Huazhong University of Science & Technology, 2007.
- [4] 赵连春. 球轴承振动的研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2003.

- ZHAO Lian-chun. Research on vibration of ball bearings[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2003.
- [5] FUKATA S, GAD E H. On the radial vibration of ball bearings[J]. Bulletin of JSME, 1985, 28(239): 899-904.
- [6] RAFSANJANIA A, ABBASION S. Nonlinear dynamic modeling of surface defects in rolling element bearing systems[J]. Journal of Sound and Vibration, 2009(319):1150-1174.
- [7] 张中民, 卢文祥. 滚动轴承故障振动模型及其应用研究[J]. 华中理工大学学报, 1997, 25(3): 50-53.
ZHANG Zhong-min, LU Wen-xiang. A model for the vibration produced by local faults in roller bearing and its application[J]. J. Huazhong Univ. of Sci. & Tech., 1997, 25(3): 50-53.
- [8] 杨将新, 曹冲锋. 内圈局部损伤滚动轴承系统动态特性建模及仿真[J]. 浙江大学学报:工学版, 2007, 41(4): 551-555.
YANG Jiang-xin, CAO Chong-feng. Model for dynamic characteristics produced by inner race local defect in ball bearing system and its simulation[J]. Journal of Zhejiang University:Engineering Science, 2007, 41(4): 551-555.
- [9] SOPANEN J, MIKKOLA A. Dynamic model of a deep-groove ball bearing including localized and distributed defects. Part 1: theory[J]. Proc. Instn Mech. Engrs, 2003, 217: 201-211.
- [10] SAWALHI 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 and Signal Processing, 2008(22):1924-1951.
- [11] 万长森. 滚动轴承的分析方法[M]. 北京:机械工业出版社, 1987.
WAN Chang-sen. Analysis method on the rolling elements bearings[M]. Beijing: China Machine Press, 1987.

Vibration analysis on rolling elements bearing with localized defects Part I. a single defect in outer race

DONG Ya-bin^{1,2}, LIAO Ming-fu¹, ZHANG Xiao-long²

(1. School of Power and Energy, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China;

2. School of Mechanical and Electrical Engineering, Xi'an Univ. of Arch. & Tech., Xi'an 710055, China)

Abstract: On basis of the two degrees of freedom vibration model of the normal rolling elements bearing established by using the elastic mechanics and consideration of the influence of the width and depth of the local defect, the vibration model of rolling elements bearings with an outer race defect was constructed through adding the change of the contact deflection between the rolling element and races which took place when the rolling element passed the defect. Through the numerical simulation, it was verified that the frequency components of the vibration signal of the of rolling elements bearings with an outer race defect in low frequency region were the frequency of the rolling element passing the defect and its multiple frequencies, which often was used in faults diagnosis of the rolling element bearing. The reason of occurrence of the multiple frequencies was explained reasonably. The experiment further testified the validity of the model and the simulated results.

Key words: *rolling elements bearings; outer race; a single defect; vibration analysis*