

表面波纹度对球轴承振动影响的模拟分析**

邵建敏 王 伟

(郑州轻工业学院)

(郑州工学院)

摘 要: 本文采用计算机模拟的方法, 分析了球轴承各部件接触表面的波纹度对轴承系统振动的影响, 所得结论对于理论研究和实际生产都具有重要意义。

关键词: 球轴承; 非线性振动; 波纹度; 计算机模拟。

中图分类号: TH133.3

滚动轴承是旋转机械不可缺少的部件之一, 影响其振动的原因也引起国内外有关学者的重视。由于其内部运动关系复杂, 导致其振动方程的非线性化, 很难在理论上得到解析解。而试验研究又难以弄清各种因素对振动的单独影响, 因此, 本文采用计算机模拟的方法, 解决了理论研究和试验所造成的困难, 并着重分析了球轴承的内外圈及滚动体上的波纹度对其振动的影响。

1 力学模型的建立

为分析轴承内部激振因素主要是各部件表面的波纹度对轴承振动的影响, 需将轴承系统简化成一力学模型, 为此, 做如下几点假设:

①内圈与轴刚性联接, 只讨论轴承的外圈在径向平面内的振动, 不考虑轴向窜动及套圈的倾斜。

②滚动体与滚道间的弹性接触力与接触变形的关系满足 Hertz 接触理论。

③不计及润滑的作用, 假定存在着常阻尼, 阻尼系数的选择由有关资料得到。

④滚动体总是处于压缩状态, 即有足够大的轴向予紧力使非载荷区的滚动体在滚动中总处于受压状态, 以保证轴承的稳定运转。

在这些假设下, 设内圈与轴以转速频率 f_r 匀速旋转, 外圈不转动, 轴向予紧力均匀作用于外圈上 (图 1), 以无径向力作用时外圈节圆中心为坐标原点, 建立坐标系 oxy ,

* 河南省自然科学基金资助项目

** 收稿日期: 1993-01-04

由图 2 的振动模型, 可建立如下的内外圈振动方程:

$$\begin{cases} m_o \ddot{x}_o + c_o(\dot{x}_o - \dot{x}_i) - P_x = 0 \\ m_o \ddot{y}_o + c_o(\dot{y}_o - \dot{y}_i) - P_y = 0 \\ m_i \ddot{x}_i + c_i(\dot{x}_i - \dot{x}_o) + P_x = 0 \\ m_i \ddot{y}_i + c_i(\dot{y}_i - \dot{y}_o) - P_y = 0 \end{cases} \quad (1)$$

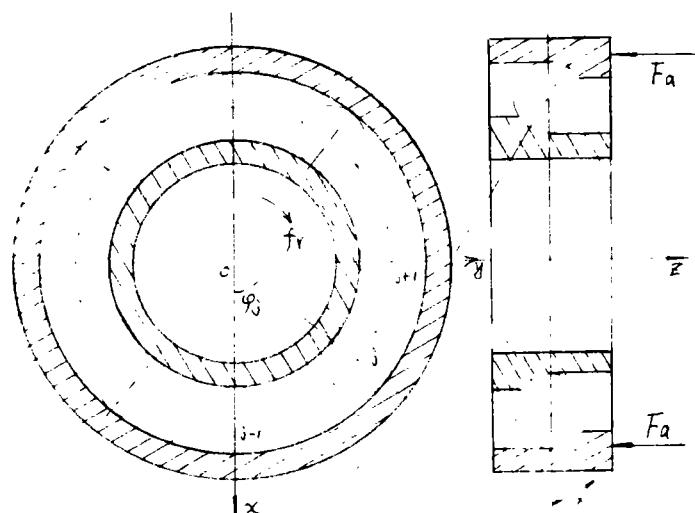


图 1 轴承结构及受力图

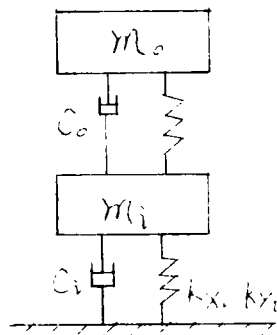


图 2 振动模型

式中 (x_o, y_o) 及 (x_i, y_i) 分别表示外圈、内圈的位移; P_x, P_y 分别表示滚动体与滚道间弹性接触力在 x, y 方向上的分量; m_o 是外圈质量与半数滚动体质量之和; m_i 是内圈质量、半数滚动体质量及支承结构的等效质量之和。 c_i 为内圈与转轴间等效阻尼; c_o 为外、内圈与滚动之间的等效阻尼。由假设 (1), 内圈与轴刚性联接, 即 $K_{xi}, K_{yi} \rightarrow \infty$, 不考虑内圈的振动。用 (x, y) 代替 (x_o, y_o) , C 代替 c_o , 得外圈的振动方程为:

$$\begin{cases} m_o \ddot{x} + c \dot{x} - P_x = 0 \\ m_o \ddot{y} + c \dot{y} - P_y = 0 \end{cases} \quad (2)$$

由假设 (2), 弹性接触力 P_x, P_y 可表示为^[1]:

$$\begin{cases} P_x = K_H \sum_{j=1}^Z \Delta_j^m \cos \varphi_j \cos \alpha \\ P_y = K_H \sum_{j=1}^Z \Delta_j^m \sin \varphi_j \cos \alpha \end{cases} \quad (3)$$

式中: Z 为滚动体的个数;

$\varphi_j = 2\pi f_c t + \frac{(j-1)2\pi}{Z}$ 是第 j 个滚动体在 t 时刻的角位置, 其中 f_c 为保持架转速频率。

Δ_j 为第 j 个滚动体在 φ_j 处沿接触角 α 的法线方向上的压缩变形, 其表示式为:

$$\Delta_j = (\Delta_a)_j - (x \cos \varphi_j + y \sin \varphi_j) \cos \alpha - \omega(\theta_j) \cos \alpha \quad (4)$$

m 为常数, 与两接触物体的曲率半径有关, 对点接触, $m = 3/2$, 线接触 $m = 10/9$ 。

K_H 为弹性接触常数, 由有关资料得到。

$(\Delta_a)_j$: 由于轴向力 F_a 的作用而引起的滚动体在法线方向上的压缩变形, 对每个滚动体都相等且有 $(\Delta_a)_j = \left(\frac{F_a}{Z K_H \sin \alpha} \right)^{\frac{1}{m}}$ [2]。

$\omega(\theta_j)$ 为内外圈及滚动体接触表面的波纹度在 φ_j 处的总和。由于它是随机的, 常将它沿周向展开成付氏级数的形式:

$$\omega(\theta_j) = \omega_0 + \sum_{k=1}^{\infty} \omega_k \cos(K\theta_j + \alpha_k) \quad (5)$$

一般, 将其平均值 ω_0 取零, ω_k 称为第 k 阶波纹度的幅值, α_k 是 k 阶波纹对应的初相位角。

θ_j 随波纹度所在部件的不同而不同, 可分述如下:

当只考虑外圈接触表面上的波纹度时, 由于外圈不转动, 第 j 个滚动体与外圈的相对角坐标 θ_j 就等于该滚动体中心的角位置 φ_j 。

当考虑内圈上的波纹度时, 由于内圈与滚动体都在旋转, 所以第 j 个滚动体与内圈的相对角坐标为:

$$\theta_j = \varphi_j - 2\pi f_r t = 2\pi(f_c - f_r)t + \frac{(j-1)2\pi}{Z} \quad (6)$$

当考虑一个滚动体上波纹时, 由于滚动体与内外圈同时接触, 它们的相位角相差 π , 如以各滚动体与外圈的初始接触点为起点, 则 t 时刻第 j 个滚动体与外圈接触处的角坐标为 $\theta_j = 2\pi f_h t$, 与内圈接触处的角坐标为 $2\pi f_h t + \pi$, 其中 f_h 为滚动体的自转转速频率。

各转速频率 (f_r , f_c 及 f_h) 之间的相互关系见文献 [2]。

将以上有关各量代入方程组 (2), 可得如下外圈振动的非线性方程组:

$$\begin{cases} m_o \ddot{x} + c_x - K_H \sum_{j=1}^Z [(\Delta_a)_j - (x \cos \varphi_j + y \sin \varphi_j) \cos \alpha - \omega(\theta_j) \cos \alpha]^m \cos \varphi_j \cos \alpha = 0 \\ m_o \ddot{y} + c_y - K_H \sum_{j=1}^Z [(\Delta_a)_j - (x \cos \varphi_j + y \sin \varphi_j) \cos \alpha - \omega(\theta_j) \cos \alpha]^m \sin \varphi_j \sin \alpha = 0 \end{cases} \quad (7)$$

2 模拟结果分析

(7) 式建立了轴承部件接触表面的波纹度所引起的外圈振动的数学模型, 这是一非线性方程组, 无法得到响应的解析解, 只能用计算机模拟的方法来求振动的数值解。

本文以 204 轴承为例, 将方程组 (7) 编制成通用的 FORTRAN 程序, 用特雷诺 (Trenor) 算法^[4]进行了大量的数值模拟计算。为便于分析, 几个重要的输入参数说明如下:

球个数 $Z=8$; 轴向力 $F_a=50\text{N}$, 轴转速 $F_r=30\text{Hz}$ 即 1800rpm ; 阻尼系数 C 取 2000Ns/m ; 对各部件表面的波纹度, 参照国家标准及实验数据^[3], 对内外圈, 常取 $0.01\sim 0.5\mu\text{m}$ 之间; 对滚动体, 则小一个量级, 常取 $0.001\sim 0.1$ 之间。

计算步长一般取 0.03ms , 计算步数约 20000 步。

根据以上初始数值, 做了多种情况下外圈振动的位移及速度的时间历程图相应的频谱分析图。现通过几个特例来说明模拟结果:

2.1 单阶波纹度 (即在波纹度付氏级数的展开式中只取其中某一项)

结果发现内外圈及滚动体上, 只有特定阶次的波纹才引起振动, 并非所有阶次都引起外圈的振动。具体地说, 对内圈上的波纹, 只有 $nz\pm 1$ 阶 (n 为自然数) 引起振动, 振动的频率为 $\pm f_r$ 及 $nz(f_r-f_c)$; 外圈上只有 $nz\pm 1$ 阶引起频率为 nzf_c 的振动; 而滚动体上只有偶数阶波纹才引起振动, 频率为 $2nf_b\pm f_c$ 。

由于谱图中只有一个或二个峰值, 为节省篇幅, 不再列图说明。

以上分析与线性结果^[3]相同。

2.2 多阶波纹度 (即付氏级数展开式中取若干项)

在轴承部件接触表面的加工过程中所产生的工艺误差是十分复杂的, 实测信号的频谱往往是连续的。因而单阶波纹度下的计算结果, 只能作为初步的理论分析。为节约机时, 在模拟计算中不可能将所有的波纹度阶次都罗列进去, 为此本文分析计算了轴承各部件上若干连续阶波纹对系统振动的影响。

2.2.1 响应中频率成分的变化

根据线性振动理论, 稳态响应中的频率个数与激振频率个数相同, 不会有其它频率出现, 因而谱线是不连续的; 但非线性方程则不同。本文对内外圈及滚动体上的连续阶波纹引起的振动, 进行了多次的分析运算。这里仅以外圈上 33—45 阶波纹引起的振动速度的幅值谱为例来说明。计算中波幅取 $0.2\sim 0.4\mu\text{m}$, 计算结果如图 3 所示。

根据单阶时的计算结果, 外圈上只有 $nz\pm 1$ 阶才引起振动, 当 $n=4$ 时, $nz+1=33$, $n=5$ 时, $nz-1=39$, $nz+1=41$, 所以, 33, 34, 及 41 阶均为引起振动的阶次, 响应中至少应含有激振频率 $f_1=4zf_c$ 及 $f_2=5zf_c$, 从图中我们可以看到, 不仅速度响应中含有 f_1 及 f_2 , 且含有其它频率, 几个大的

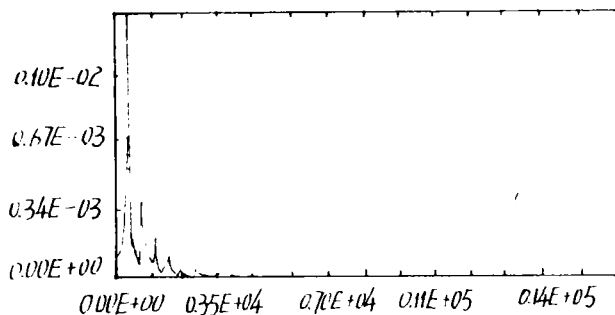
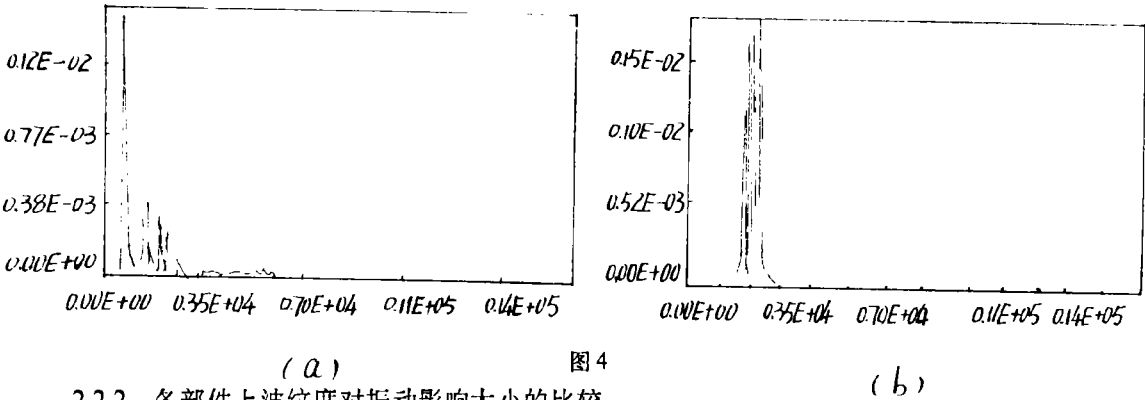


图 3

峰值对应的频率分别是: f_2-f_1 ; f_1+f_2 ; $2f_1$; $2f_2$; $2f_1+f_2$; $3f_1$; $3f_2$ 及 $3f_2+f_1$ 等, 这些频率成分的出现, 说明随着计算阶数的增加, 将会激发出更多的频率。如果取无穷多阶波纹计算, 则可能出现连续的谱图, 这正是试验所得到的结果。因而方程 (7) 所建立的非线性

模型，能较全面地描述系统的振动特征。

多次计算的结果都反映了以上规律。如内圈上 33—45 阶波、Z 个滚动体上 33—45 阶波纹引起的振动速度的谱图如图 4a、b 所示，从中可看出以上特征。



2.2.2 各部件上波纹度对振动影响大小的比较

在球轴承中，内外圈及滚动体接触表面的波纹度对振动值的影响大小，一直是轴承生产厂家关注的问题，本文从计算机模拟的角度，对这个问题进行了分析，得出了有实际指导意义的结论。计算时，对内外圈上的波纹，输入条件（波幅、相位等）完全相同，为了与实际加工相对应，当波纹的阶次提高时，适当减小波幅。对球的波纹，则减小一个量级。图 5 中，以波纹度阶次为横坐标，振动速度的有效值为纵坐标，作出比较曲线。从图中可以看出：

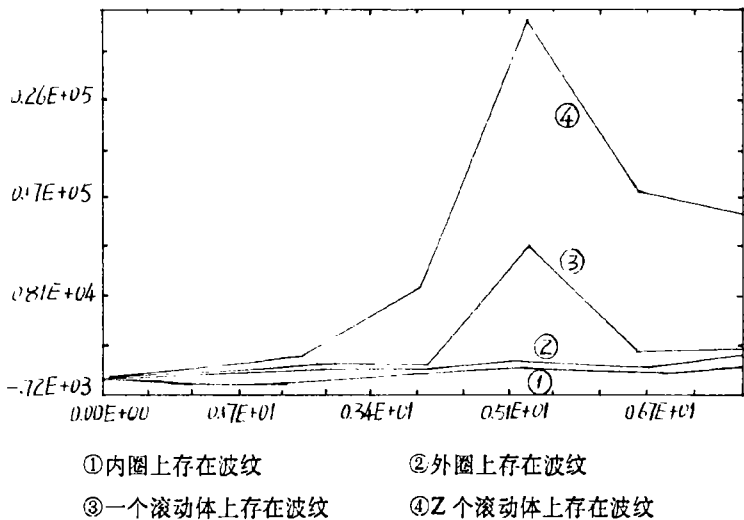


图 5 轴承部件上波纹引起的振动有效值比较

同等条件下，内圈波纹引起的振动值大于外圈波纹引起的振动值；但球表面上的波纹对振动影响最大。这个结论对轴承的生产很有指导意义。因为加工球表面和内圈的沟槽在工艺上较易实现，因而便于控制其加工误差，有利于减小振动。

3 实验验证

以某厂生产的三套 204 轴承为例, 由实验测得其内外圈及球表面的波纹, 经付氏变换后 (通过频谱分析仪), 取前 33 阶的幅值和相角, 用这些值作为初值代入模拟程序进行数值计算, 速度有效值比较如下 (表中单位为 m/s)。线性结果由文献[3]得到。

	实验有效值	非线性计算有效值	线性计算有效值
内圈波纹度较大	1.247E-004	1.541E-004	6.142E-005
外圈波纹度较大	1.224E-004	1.537E-004	6.060E-005

误差产生的原因主要有阻尼的选取与实际值有差异, 另外实验误差及计算误差也会影响计算结果。总的说来, 线性结果比实验值小; 非线性结果偏大但较接近实验值, 其计算的可靠性比较令人满意, 因而用非线性模型更能详细地描述轴承的振动特征。

4 绪论

- 4.1 轴承部件表面上的波纹度, 只有特定阶次才引起系统特定频率的振动;
- 4.2 用非线性模型可以较好地解释实测响应谱图的连续性, 其计算结果与实验数据能较好地吻合;
- 4.3 通过比较发现, 滚动体上波纹度对系统振动影响最大, 内圈次之, 外圈最小。

参 考 文 献

- 1 邵建敏. 滚动轴承非线性振动的数值模拟计算. 硕士论文. 1991.4
- 2 万长森. 滚动轴承的分析方法. 机械工业出版社. 1987
- 3 彭顺喜. 滚动轴承振动成因分析及结构参数识别. 硕士论文. 1990.3
- 4 刘德贵. FORTRAN算法汇编. 国防工业出版社. 1980

Vibration of a Ball Bearing by Waveness—Computer—Simulation

Shao Jianmin Wang Wei

(Zhengzhou Institute of Light Industry) (Zhengzhou Institute of Technology)

Abstract: In this paper, the vibration of a ball bearing, caused by the waveness in the surfaces of inner ring, outer ring and balls, is analysed by computer—simulation. The results will be important not only to theory—study but also to production.

Keywords: a ball bearing, non—linear Vibration, wavenes, computer—simulation