

文章编号: 1000-8055(2010)10-2386-10

航空发动机双转子-滚动轴承耦合系统的 动力特性分析

邓四二, 贺凤祥, 杨海生, 李云龙
(河南科技大学 机电工程学院, 洛阳 471003)

摘 要: 在轴承动力学和转子动力学基础上建立了某航空发动机双转子-滚动轴承耦合系统的非线性动力学数学模型, 采用 Newmark 有限元法进行了数值求解, 就转子转速、中介轴承的游隙和滚子个数以及支承轴承参数对双转子系统动力特性的影响进行了分析并加以实验验证. 研究结果表明: ①中介圆柱滚子轴承游隙值对双转子系统动力特性影响很大, 其原始游隙值取 $20\mu\text{m}$ 更利于系统运行的稳定性; ②支承轴承内、外沟曲率半径的选取将直接影响着双转子系统动力特性; ③高压转子与低压转子耦合节点处位移随高压转子转速的增加而减小, 随低压转子转速的增加而增加; ④中介耦合轴承节点处位移的理论计算值与实验值较为吻合, 最大误差为 18.7%.

关 键 词: 双转子系统; 滚动轴承; 动力特性; 耦合; 中介轴承

中图分类号: V232

文献标识码: A

Analysis on dynamic characteristics of a dual rotor rolling bearing coupling system for aero engine

DENG Si'er, HE Feng-xiang, YANG Hai-sheng, LI Yun-long

(School of Mechatronics Engineering,

Henan University of Science and Technology, Luoyang 471003, China)

Abstract: Based on the bearing dynamics and rotor dynamics models, the nonlinear dynamic mathematical equations were established to describe the dual rotor-rolling bearing coupling system. Newmark finite element method was used to solve the equations. The influences of the rotor speed, intershaft bearing clearance, rollers number and supporting bearing geometry parameters on dynamic characteristics of the dual rotor system were analyzed and verified experimentally. The results shows that: (1) The cylindrical roller intershaft bearing has a significant influence on dynamic characteristics of the dual rotor system, and the stable system operation can be realized when the original clearance is $20\mu\text{m}$. (2) Dynamic characteristics of the dual rotor system can be affected directly by groove curvature radius coefficients of inner and outer rings. (3) The node displacement of coupling between the high pressure rotor and the low pressure rotor decreases with the rise of the high pressure rotor speed, and increases with the drop of low pressure rotor speed. (4) The theoretical calculation of the coupling node displacement of intershaft bearing is matched with experimental value, and the maximal error is about 18.7%.

Key words: dual rotor system; rolling bearing; dynamic characteristics; coupling; intershaft bearing

收稿日期: 2009-09-06; 修订日期: 2010-02-05

基金项目: 国家“十一五”科技攻关项目(JPPT-115-189); 河南科技大学博士基金(09001398)

作者简介: 邓四二(1963-), 男, 江苏丹阳人, 教授、博导, 博士, 研究方向: 滚动轴承设计及理论. E-mail: dse@mail.haust.edu.cn

现代航空发动机采用双转子结构, 高速、轻载的航空发动机转子系统在高压转子和低压转子之间采用内、外圈同向旋转的圆柱滚子轴承作为中介轴承。通常是内圈联接在低压转子上, 外圈联接在高压转子上, 内圈转速小于外圈转速, 形成动力学特性较为复杂的双转子-滚动轴承耦合系统。转子是发动机的主要部件, 其动态特性直接影响机组的性能; 轴承作为系统的支承部件, 其动态特性对整个系统的工作性能有着重要影响。国内外的许多学者在双转子-滚动轴承耦合系统^[1-5]研究方面已取得了很大的成就, 但大多数把支承轴承简化为弹簧和阻尼, 不考虑支承轴承动力学特性对系统性能的影响。鉴于此, 本文在轴承动力学^[6]和转子动力学^[7]的基础上, 考虑滚动轴承动力学和转子动力学在中介轴承处的耦合特性, 利用有限元法^[8-9]对双转子-滚动轴承耦合系统进行动态特性研究, 分析并讨论了转子转速、中介轴承的游隙和滚子个数以及支承轴承参结构数对转子系统稳定性的影响。

1 双转子系统动力学模型

图 1 为双转子-滚动轴承耦合系统模型的示意图: 主轴轴系的高压转子与低压转子之间由一个中介支承轴承(圆柱滚子轴承)联接, 在高、低压转子之间形成机械耦合。双转子-滚动轴承耦合系统的使用工况为高速、高温。联接高、低压转子的中介圆柱滚子轴承的工况为: 高速、轻载, 内、外圈同向旋转, 相对转速比较小。B₁、B₂、B₃ 为深沟球轴承, 外圈与机座固定, 内圈刚性固定在转子轴上; B₄ 为内、外圈同向旋转圆柱滚子轴承, 转子 1 和转子 2 通过中介轴承 B₄ 相联接。

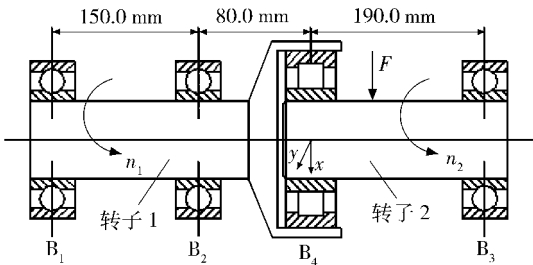


图 1 双转子-滚动轴承耦合系统示意图

Fig. 1 Schematic diagram of dual rotor rolling bearing coupling system

1.1 滚动轴承接触变形载荷

由赫兹弹性接触理论可知, 滚动轴承的滚动体和滚道产生的非线性接触变形载荷为^[6]

$$F_{0i} = \begin{cases} K_n \delta_i^n, & \delta > 0 \\ 0, & \delta \leq 0 \end{cases} \quad (1)$$

式中 K_n 为滚动体与滚道的负荷-变形常数, δ 是滚动体在角位置 θ_i 处的接触弹性变形量。

$$K_n = \left[\frac{1}{(1/K_i)^{1/n} + (1/K_e)^{1/n}} \right]^n \quad (2)$$

其中 n 是与轴承类型相关的系数, 球轴承 $n = 1.5$, 滚子轴承 $n = \frac{10}{9}$; K_i 和 K_e 分别表示滚动体与内、外圈滚道的负荷-变形常数。对于钢球和钢制滚道点接触

$$K_j = 2.15 \times 10^5 \times \left(\sum \rho \right)^{-1/2} (\delta^*)^{-3/2} \quad (j = i, e) \quad (3)$$

式中 $\sum \rho$ 表示接触点的曲率和, δ^* 是接触变形系数。 K_j 单位为 $\text{N} \cdot \text{mm}^{-3/2}$ 。

对于钢制滚子和钢制滚道线接触

$$K_i = K_e = 7.86 \times 10^4 l_w^{8/9} \quad (4)$$

式中 l_w 为滚子有效长度。 K_i 单位为 $\text{N} \cdot \text{mm}^{-10/9}$ 。

如图 2, 滚动轴承内、外圈与滚动体在相对运动时, 假设滚动体与内、外圈之间只有纯滚动而无相对滑动。假设滚动轴承外圈角速度为 ω_e , 内圈角速度为 ω_i , 内、外圈滚道半径分别为 R_i 、 R_e , 则滚动体的公转角速度为

$$\omega_c = \frac{\omega_i R_i + \omega_e R_e}{R_i + R_e} \quad (5)$$

第 i 个滚动体在 t 时刻角位置 θ_i 为

$$\theta_i = \frac{2\pi}{Z}(i-1) + \omega_c t, \quad i = 1, 2, \dots, Z \quad (6)$$

其中 Z 为滚动体个数。

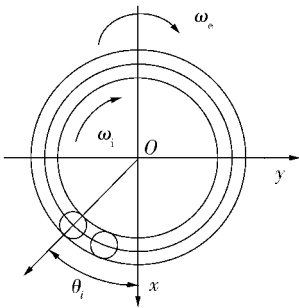


图 2 滚动轴承示意图

Fig. 2 Schematic diagram of rolling bearing

当球轴承的径向游隙为 γ 时, 第 i 个滚动体的接触弹性变形量

$$\delta = (x \cos \theta_i + y \sin \theta_i) - \gamma \quad (7)$$

x, y 分别表示球轴承内圈中心点在垂直方向和水平方向的位移。

当滚子轴承的径向游隙为 y_1 时, 第 i 个滚动体的接触弹性变形量

$$\delta_{0_i} = (X_{II} - X_I) \sin \theta + Y_{II} \cos \theta - y_1 \quad (8)$$

X_{II}, Y_{II} 分别为中介圆柱滚子轴承内圈中心在垂直和水平方向的位移; X_I, Y_I 分别为中介圆柱滚子轴承外圈中心在垂直和水平方向的位移.

轴承总的非线性接触变形载荷是每一个滚动体非线性接触变形载荷之和, 则总的非线性接触变形载荷在 x, y 方向的分量 F_x, F_y 分别为

对于球接触变形载荷(支承力)

$$\left\{ \begin{aligned} F_x &= \sum_{i=1}^{Z_1} F_{0_i} \cos \theta_i = \\ &K_{Z_1} \sum_{i=1}^{Z_1} [(x \cos \theta + y \sin \theta) - y_1]^{1.5} \cos \theta \\ F_y &= \sum_{i=1}^{Z_1} F_{0_i} \sin \theta = \\ &K_{Z_1} \sum_{i=1}^{Z_1} [(x \cos \theta + y \sin \theta) - y_1]^{1.5} \sin \theta \end{aligned} \right. \quad (9)$$

中介轴承(滚子轴承)接触变形载荷(支承力)

$$\left\{ \begin{aligned} F_x &= \sum_{i=1}^{Z_4} F_{0_i} \cos \theta = \\ &K_{Z_4} \sum_{i=1}^{Z_4} [(X_{II} - X_I) \sin \theta + Y_{II} \cos \theta - y_1]^{1.1} \cos \theta \\ F_y &= \sum_{i=1}^{Z_4} F_{0_i} \sin \theta = \\ &K_{Z_4} \sum_{i=1}^{Z_4} [(X_{II} - X_I) \sin \theta + Y_{II} \cos \theta - y_1]^{1.1} \sin \theta \end{aligned} \right. \quad (10)$$

1.2 系统动力学方程

本文在研究转子系统动力特性时, 对系统进行了假设和简化: 转子系统在高速旋转状态下运行, 产生的振动主要表现为横向振动, 由于系统中没有较大转动惯量的附加零件, 因此分析双转子滚动轴承耦合系统的非线性振动特性忽略轴系的扭转振动, 主要考虑其横向振动效应.

工程上多数将连续系统离散化^[10-11], 即把具有无限多自由度的连续模型离散为有限个自由度的系统, 并由此求出连续系统的近似解. 图 3 所示为转子系统有限元离散模型, 节点 11 是高低压转子的耦合点.

轴段单元内任一截面的位移可表示为

$$u = [x \quad y \quad \theta_x \quad \theta_y]^T \quad (11)$$

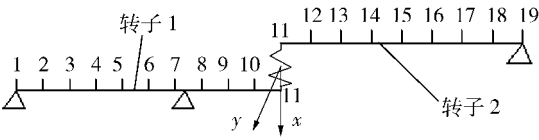


图 3 系统有限元模型

Fig. 3 Finite element model of system

位移可以通过位移插值函数 ϕ_i 和转角插值函数 $\phi_i (i = 1, 2, 3, 4)$, 用该单元两端节点的位移 q^e 表示

$$u = \begin{bmatrix} \phi_1 & 0 & 0 & \phi_2 & \phi_3 & 0 & 0 & \phi_4 \\ 0 & \phi_1 & -\phi_2 & 0 & 0 & \phi_3 & \phi_4 & 0 \\ 0 & -\phi_1 & \phi_2 & 0 & 0 & -\phi_3 & \phi_4 & 0 \\ \phi_1 & 0 & 0 & \phi_2 & \phi_3 & 0 & 0 & \phi_4 \end{bmatrix} q^e \quad (12)$$

单元动能 T 和势能 V 可表示为

$$\begin{aligned} T &= \frac{1}{2} \int_0^l \begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{bmatrix}^T \rho A \begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{bmatrix} ds + \frac{1}{2} \int_0^l \begin{bmatrix} \dot{\theta}_x \\ \dot{\theta}_y \end{bmatrix}^T \rho I_d \begin{bmatrix} \dot{\theta}_x \\ \dot{\theta}_y \end{bmatrix} ds + \\ &\quad \frac{1}{2} \int_0^l \rho I_p ds \dot{\phi} - \dot{\phi} \int_0^l \rho I_p ds \dot{\theta}_x \dot{\theta}_y \quad (13) \\ V &= \frac{1}{2} \int_0^l \begin{bmatrix} x'' \\ y'' \end{bmatrix}^T EI \begin{bmatrix} x'' \\ y'' \end{bmatrix} ds + \frac{1}{2} \int_0^l \begin{bmatrix} x' \\ y' \end{bmatrix}^T kA G \begin{bmatrix} x' \\ y' \end{bmatrix} ds \quad (14) \end{aligned}$$

其中 ρ, A 和 l 分别为材料密度、单元截面积和单元长度; I_d 和 I_p 分别是转轴的径向和极惯性矩; EI, k 和 G 分别是抗弯刚度、截面剪切校正因子和剪切模量. 将式(12)代入式(13)和(14)可得到轴段单元的质量矩阵、刚度矩阵、广义力重力向量和广义力向量. 根据动能、势能的可加性, 系统的 Lagrange 函数可表示为: $L = \sum T - \sum V$, 代入 Lagrange 方程

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \dot{q}} - \frac{\partial L}{\partial q} = Q \quad (15)$$

其中 Q 包括偏心质量引起的离心惯性力和轴承节点处的轴承力. 把公式(9)和(10)代入式(15), 经整理, 可得双转子系统动力学方程

$$\begin{cases} M^I \ddot{u} + C^I \dot{u} + K^I u = R^I + f(u, \dot{u})^I + G^I \\ M^{II} \ddot{u} + C^{II} \dot{u} + K^{II} u = R^{II} + f(u, \dot{u})^{II} + G^{II} \end{cases} \quad (16)$$

式中 M, K 分别为系统质量和刚度矩阵^[12]; C 为阻尼矩阵; R 是节点外载荷矩阵; $f(u, \dot{u})$ 为非线性力向量, 主要为轴承的非线性轴承力^[13] (由游隙以及滚动体个数等因素引起); G 为重力, 上标 I 表示高速转子 1, 上标 II 表示低速转子 2. 系统

的阻尼为比例阻尼, 如下式所示:

$$C = \lambda_1 M + \lambda_2 K$$

其中 λ_1 和 λ_2 为适当的常数

$$\lambda_1 = \frac{2\omega_1\omega_2(\xi_2\omega_2 - \omega_1\xi_2)}{\omega_2^2 - \omega_1^2},$$
$$\lambda_2 = \frac{2(\xi_2\omega_2 - \omega_1\xi_2)}{\omega_2^2 - \omega_1^2}$$

ω_1, ω_2 为转子的一、二阶固有频率, ξ_1, ξ_2 分别为阻尼系数。

对于方程(16), 采用 Newmark 方法, 直接对动力平衡微分方程进行积分, 并计算其响应值。

Newmark 方法所采用的差分格式为

$$\dot{\mathbf{a}}_{t+\Delta t} = \dot{\mathbf{a}}_t + [(1-\delta)\ddot{\mathbf{a}}_t + \delta\ddot{\mathbf{a}}_{t+\Delta t}]\Delta t \tag{17}$$

$$\mathbf{a}_{t+\Delta t} = \mathbf{a}_t + \dot{\mathbf{a}}_t\Delta t + \left[\left(\frac{1}{2}-\alpha\right)\ddot{\mathbf{a}}_t + \alpha\ddot{\mathbf{a}}_{t+\Delta t}\right]\Delta t^2 \tag{18}$$

Newmark 方法可以变动 α 和 δ 来取得最佳的稳定性和精度, α 和 δ 是按积分精度和稳定性而决定的参数。当 $\delta \geq 0.5$ 和 $\alpha \geq 0.25(0.5 + \delta)^2$ 时, Newmark 方法是无条件稳定的^[14], 即时间步长 Δt 的大小不影响解的稳定性。本文取 $\delta = 0.5$ 和 $\alpha = 0.25$ 时, 可以得出满意的精度。

1.3 系统的激励频率

系统包括两个不同的频率激励。一个是转子的转动频率, 可表示为

$$f_i = \frac{\omega}{2\pi} \quad (i = 1, 2) \tag{19}$$

一个是非线性轴承力的变刚度频率, 可表示为

$$f_{vc} = \omega_k \times Z \tag{20}$$

其中中介轴承和支承轴承的变刚度频率可分别表示为

$$f_{vc4} = \omega_k \times Z = \frac{R_e \times Z}{R_e + R_i} \times \omega_k + \frac{R_i \times Z}{R_e + R_i} \times \omega_i \tag{21}$$

$$f_{vc1} = f_{vc2} = f_{vc3} = \omega_k \times Z = \frac{R_i \times Z}{R_e + R_i} \times \omega_i \tag{22}$$

2 计算结果分析

以某航空发动机双转子-滚动轴承耦合系统为例进行分析, 其中转子 1 转速为 14 000 r/min, 转子 2 的转速为 10 400 r/min。用 Newmark 逐步积分法求系统的响应, 该转子系统的参数及工况条件见表 1, 轴承参数见表 2。

表 1 双转子参数及工况条件

Table 1 Parameters of the dual rotor and working conditions

转子 1 参数	数值	转子 2 参数	数值
转轴等效外径/mm	85	转轴等效外径/mm	85
转轴长度/mm	230	转轴长度/mm	190
等分单元数	10	等分单元数	8
		径向载荷/N	5880

表 2 轴承参数

Table 2 Parameters of bearings

E217QT(B ₁ , B ₂ , B ₃)		6D2272822NQ ₁ K	
R _i /mm	48.828	R _i /mm	58.5
R _e /mm	68.672	R _e /mm	66.515
Z/个	10	Z/个	34
γ/μm	10	γ ₁ /μm	20

2.1 中介轴承的影响

2.1.1 游隙的影响

表 3 是不同径向游隙情况下耦合节点处对应的振动幅值。图 4 表示了不同游隙时中介轴承耦合节点处的频谱图和时域图, 系统中介轴承处的频率包括旋转频率 f_1, f_2 和轴承的变刚度频率 f_{vc1}, f_{vc3} 及它们倍频率 $2f_{vc1}, 2f_{vc3}$ 。随着中介轴承径向游隙从 20 μm 变化到 60 μm 时, 系统中介轴承处频率的幅值逐渐增大, 竖直方向的振动位移远大于水平方向的位移, 且对竖直方向振动位移变化幅度影响很大。于是改变中介轴承径向游隙可以有效控制转子系统竖直方向的振动位移, 较小的径向游隙虽然可以提高轴承径向刚度, 使双转子-滚动轴承耦合系统更趋于稳定, 但游隙过小易使处于预载荷状态下的圆柱滚子轴承可能会因额外的发热或材料的疲劳导致早期失效。本文选

表 3 不同游隙变化时系统中介轴承处的振动位移幅值

Table 3 Vibration displacement of intershaft bearing vs different clearances

径向初始 游隙/μm	竖向振动 位移/μm	水平振动 位移/μm
20	61.37	11.37
30	72.0	11.56
40	82.26	11.96
50	92.52	12.44
60	102.7	14.15

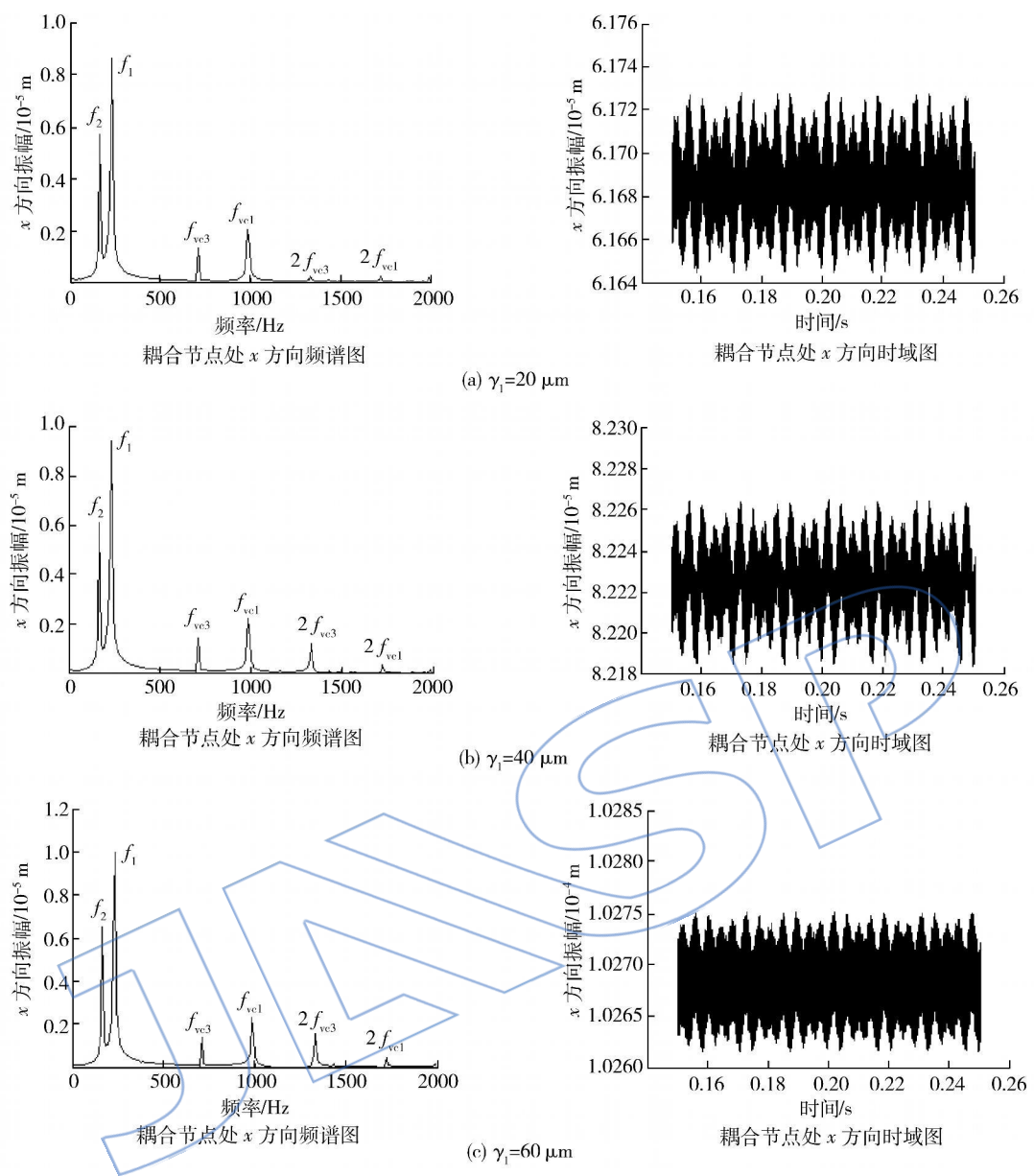


图 4 不同游隙时中介轴承节点处的频谱图和时域图

Fig. 4 Spectrum and time domain diagram of the intershaft bearing for different clearances

取中介轴承游隙为 $20 \mu m$ 有利于双转子-滚动轴承耦合系统的运行稳定性.

2. 1. 2 滚子个数的影响

图 5 表示了圆柱滚子轴承滚子个数改变情况下中介轴承耦合节点处的响应和 x, y 方向的位移值. 双转子-滚动轴承耦合系统在中介轴承滚子个数改变时, 其节点处振动位移最大绝对值的变化关系: 当滚子个数由 30 个增加到 38 个时, 中介轴承耦合节点处 x, y 方向的位移值成减小趋势, 竖直方向变化量为 $0.98 \mu m$, 对于整个系统来说影响较小. 从双转子系统振动角度来看, 中介轴承滚动体数目的增加有利于双转子系统稳定工作.

2. 2 转速的影响

表 4 为转速改变时系统中介轴承处的振动幅值; 图 6 为转子 1 转速不变, 改变转子 2 转速改变时中介轴承耦合节点处的频谱图和时域图; 图 7 为转子 2 转速不变, 改变转子 1 转速改变时中介轴承耦合节点处的频谱图和时域图. 图 6 和图 7 中系统中介轴承处的频率不但包括旋转频率 f_1, f_2 和轴承的变刚度频率 f_{vc1}, f_{vc3} 及它们倍频率 $2f_{vc1}, 2f_{vc3}$, 而且还出现了旋转频率和轴承的变刚度频率的不同组合振动频率, 系统在多个不同频率的激励下振动, 响应情况变得更为复杂. 在图 6 和图 7 中, 振动幅值最大值处的频率为旋转频

率和支承轴承的变刚度频率, 中介轴承的滚动体变刚度频率的幅值很小, 因此可以忽略中介轴承滚动体变刚度频率, 只考虑支承轴承的变刚度频率的影响.

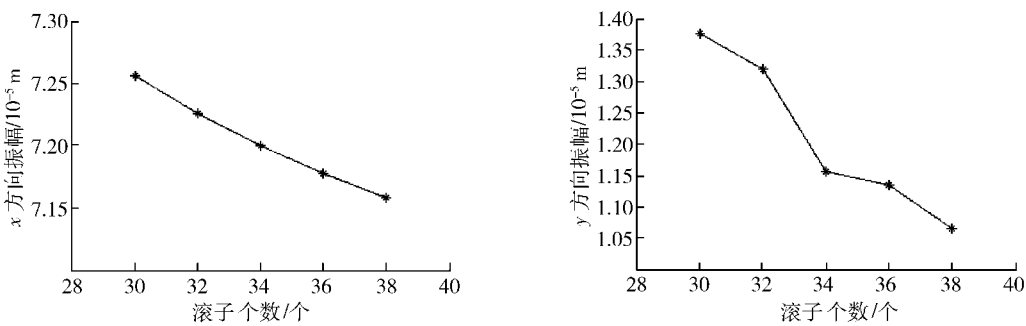


图 5 中介轴承振动位移与滚子个数的关系

Fig. 5 Relationship between vibration displacement of the intershaft bearing and numbers of rollers

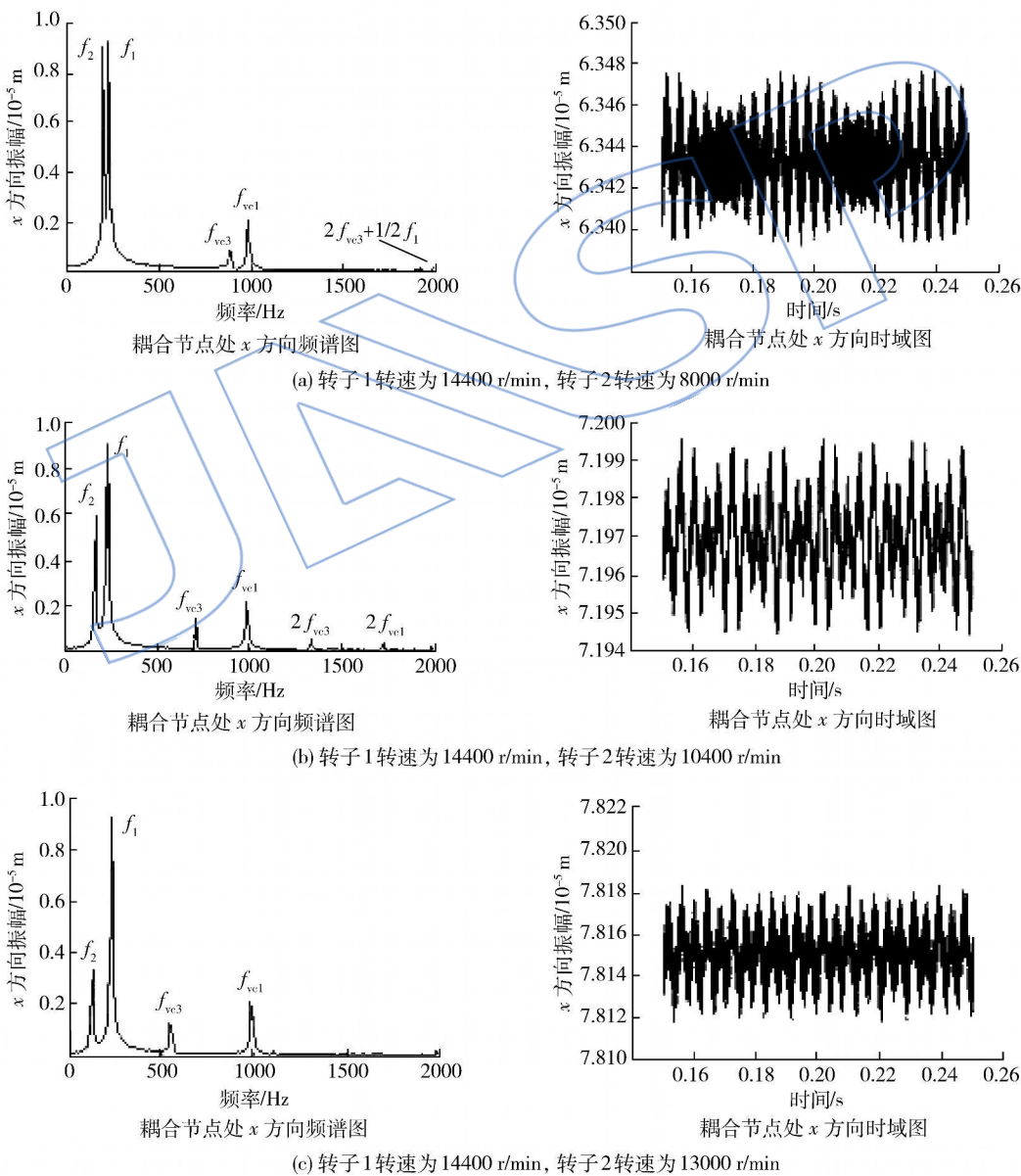


图 6 转子 2 转速改变时耦合节点处频谱图和时域图

Fig. 6 Spectrum and time domain diagram of the coupling node with different rotation speeds for rotor 2

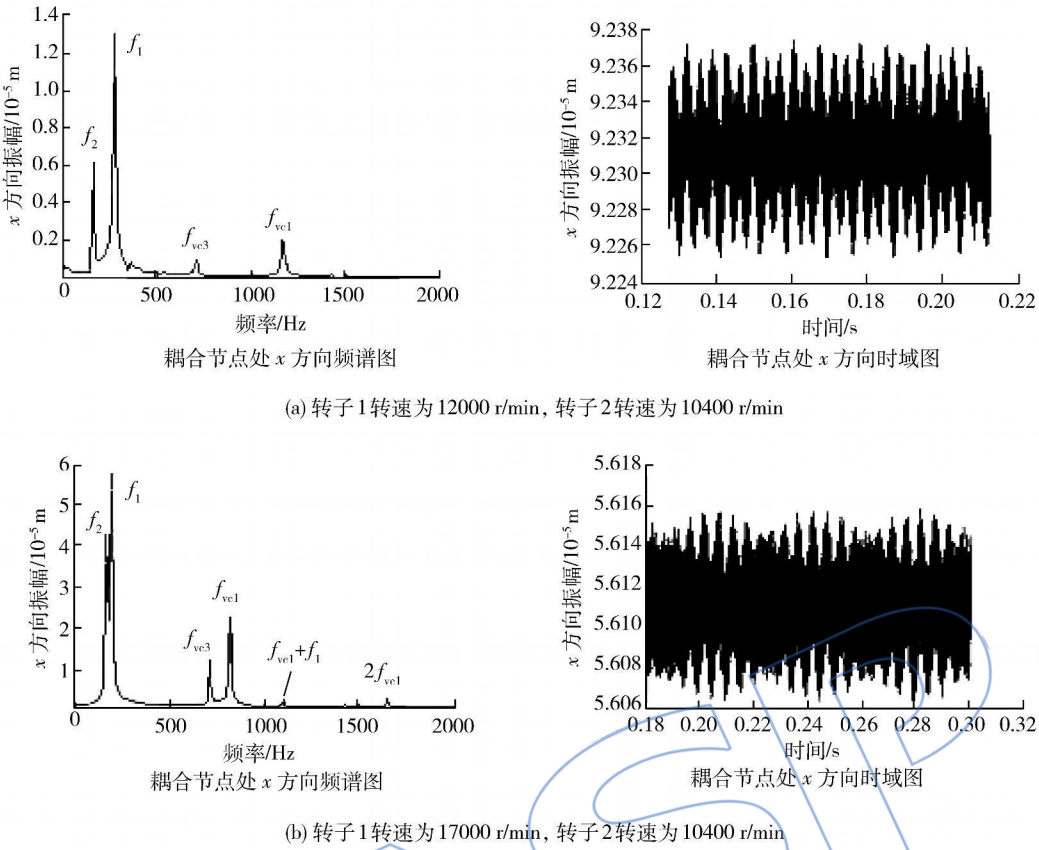


图 7 转子 1 转速改变时耦合节点处频谱图和时域图

Fig. 7 Spectrum and time domain diagram of the coupling node with different rotation speeds for rotor 1

表 4 转速改变时中介轴承处振动幅值表
Table 4 Amplitude of vibration displacement for the
intershaft bearing under different rotation speeds

转子 1 转速/ (r/min)	系统中介 轴承处振动 幅值/ μm	转子 2 转速/ (r/min)	系统中介 轴承处振动 幅值/ μm
12 000	92. 37	8 000	63. 48
13 000	78. 67	9 000	70. 20
14 400	72	10 400	72
15 300	62. 42	11 000	75. 80
17 000	56. 16	13 000	78. 18

低压转子 2 转速为 10 400 r/min 不变时, 增大转子 1 转速, 系统中介轴承处振动幅值逐渐减小; 而高压转子 1 转速为 14 000 r/min 不变时, 增大转子 2 转速, 系统中介轴承处振动幅值随之增大. 出现这个现象, 原因在于转子 1 除支承轴承 1 和中介轴承 4 外, 还有轴承 2 的支承, 相反转子 2 仅由中介轴承 4 和轴承 3 支承, 其稳定性不如转子 1. 因而转子 1 适于做高速转子, 转子 2 适于做低速转子(事实上工程应用也是如此).

2.3 支承轴承的影响

2.3.1 球轴承滚动体个数的影响

图 8 为支承轴承滚动体个数分别为 8, 10, 12 个时中介轴承节点处的时域图和频谱图. 当支承轴承滚动体个数由 8 个增加到 12 个时, 支承轴承的变刚度振动频率增大, 但轴承的变刚度频率引起的中介轴承振幅逐渐减小, 说明增加滚动体个数能使中介轴承耦合处振动趋于平缓. 随着支承轴承球数增加, 中介轴承节点处的振幅值分别为 71. 99, 72, 71. 97 μm , 波动值不是很明显, 只是略微减小. 系统的倍频和次谐波分量逐渐减小甚至消失, 在一定程度上减弱轴承刚度的影响, 减小球轴承 1 处、球轴承 2 处和球轴承 3 处的响应, 还可以减小中介轴承节点处的振动位移, 使双转子系统的响应趋于平稳.

2.3.2 内、外沟曲率半径系数的影响

图 9 为内、外沟曲率半径系数变化与中介、支承深沟球轴承处的振动幅值关系曲线.

由图 9 可知: 当支承轴承外沟曲率半径系数不变, 内沟曲率半径系数由 0. 505 变化到 0. 54 时, 中介轴承处的振动幅值在 72 μm 左右波动, 轴

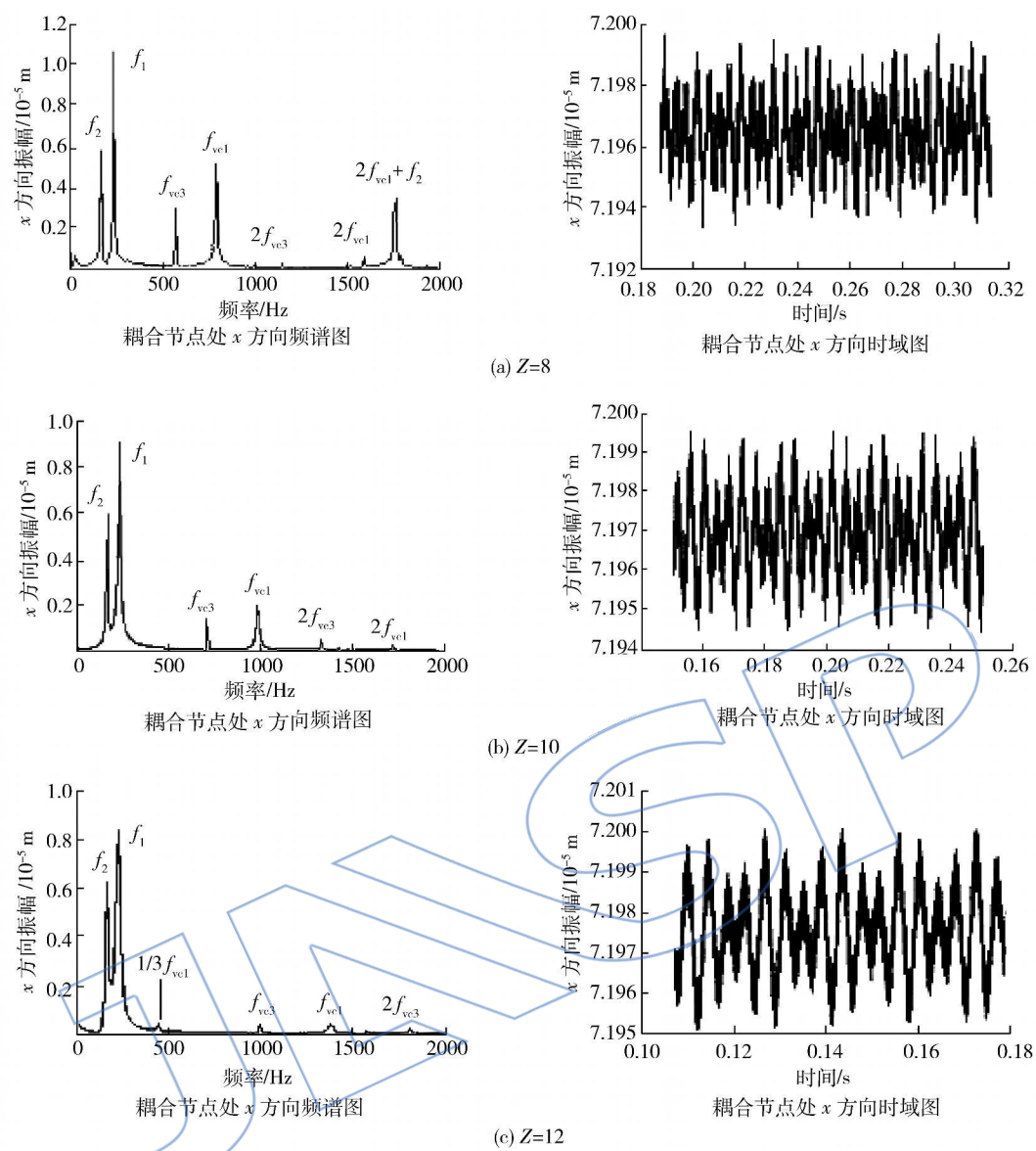


图 8 不同滚动体个数时中介轴承节点处频谱图和时域图

Fig. 8 Spectrum and time domain diagram of the intershaft bearing for different numbers of balls

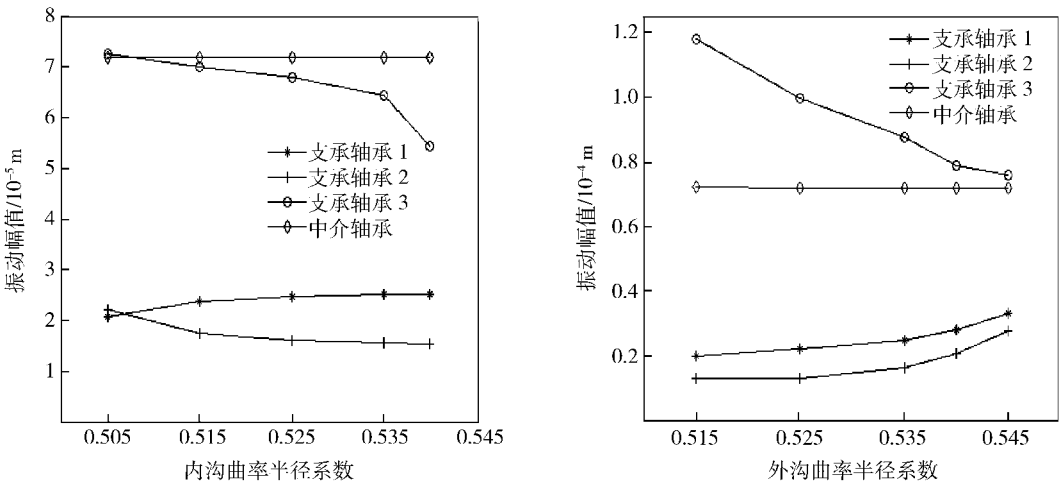


图 9 内、外沟曲率半径系数的变化与中介和支承轴承振幅的关系

Fig. 9 Relationship between the factor of groove curvature and vibration displacement of bearing

承 3 的振幅从 $72.62\mu\text{m}$ 下降到 $54.44\mu\text{m}$, 轴承 1 振幅从 $20.64\mu\text{m}$ 上升到 $25.17\mu\text{m}$, 轴承 2 振幅从 $22.10\mu\text{m}$ 下降到 $15.29\mu\text{m}$. 从变化趋势上可以得出, 3 个支承轴承的内沟曲率半径系数选取不同值可以减小其振动幅值, 使得转子系统振动平稳. 当支承轴承内沟曲率半径系数不变, 外沟曲率半径系数由 0.515 变化到 0.545 时, 中介轴承处的振动幅值在 $72\mu\text{m}$ 左右波动, 轴承 1 和 2 的振幅呈上升趋势, 轴承 3 的振幅从 $117.8\mu\text{m}$ 到 $75.88\mu\text{m}$. 因此, 轴承 1 和 2 不适合选择过大的外沟曲率半径系数, 轴承 3 宜选取相对大的外沟曲率半径系数, 以减小转子系统的振动.

鉴于 3 个支承点的轴承内、外沟曲率半径系数对双转子系统动态特性影响情况, 从有利于双转子系统运行平稳性角度看, 支承深沟球轴承 1 的内、外沟曲率半径系数应分别选取 0.505 和 0.515; 支承深沟球轴承 2 的内、外沟曲率半径系数应分别选取 0.515 和 0.525; 支承深沟球轴承 3 的内、外沟曲率半径系数应分别选取为 0.54 和 0.545; 这时中介轴承耦合处振动幅值变化较小, 支承轴承处振动位移也较小.

3 实验验证

本文选用 ZYS-102A 双轴驱动实验机进行实验验证, 102A 实验装置结构简图如图 10 所示. 中介轴承型号 1032920, 径向载荷 $F=1500\text{N}$, 联接轴承径向游隙 $\gamma_1=30\mu\text{m}$, 外圈转速一定, 内圈转速分别取 8 000, 10 000, 11 000, 12 000, 13 000 r/min. 图 11 为不同转速下耦合中介轴承节点处的位移, 曲线 1 为实验值, 曲线 2 为本文理论计算值. 由图 11 可知: 理论计算值与实验值变化趋势较为吻合, 理论计算值与实验值的最大误差为 18.7%, 说明所建立的数学模型能较准确地描述

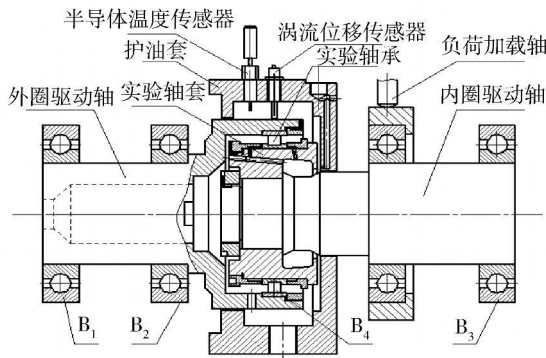


图 10 实验装置结构简图

Fig. 10 Structure diagram of test equipment

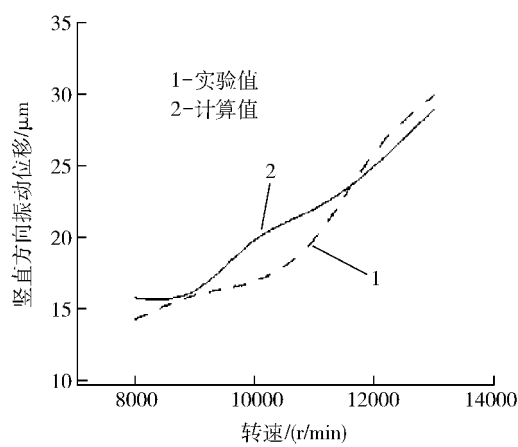


图 11 不同转速下耦合节点处的位移

Fig. 11 Displacement of coupling node for different rotation speeds

双转子-滚动轴承耦合系统的动力特性.

4 结 论

本文在轴承动力学分析基础上, 利用有限元法建立了双转子-滚动轴承耦合系统动力学分析数学模型, 采用 Newmark 积分法对系统动力学进行求解和分析, 讨论了轴承结构参数和工况条件对转子系统稳定性的影响. 主要结论如下:

- 1) 中介圆柱滚子轴承的游隙直接影响着轴承刚度, 从而影响着双转子-滚动轴承耦合系统的振动特性, 较大的轴承游隙会使双转子-滚动轴承耦合系统振动增大, 从而降低系统稳定性. 因此, 合理选择中介圆柱滚子轴承的径向游隙, 本文选取中介轴承原始游隙为 $20\mu\text{m}$, 减小耦合轴承处的振动响应, 提高航空发动机双转子系统的稳定性.
- 2) 高速转子与低速转子通过中介轴承产生耦合, 随着两转子转速的增加, 两转子在耦合节点响应呈现不同的变化. 耦合节点处位移随转子 1 转速增加而减小, 随转子 2 转速增加而增加. 因此, 转子 1 转速较高时可以使转子系统振动响应幅值降低, 有利于系统的稳定性.
- 3) 合理选取支承深沟球轴承的结构参数, 减小其对转子系统的影响. 支承深沟球轴承 1 处的内、外沟曲率半径系数分别选取 0.505 和 0.515; 支承轴承 2 处的内、外沟曲率半径系数分别选取 0.515 和 0.525; 支承轴承 3 处的内、外沟曲率半径系数分别选取为 0.54 和 0.545. 支承轴承处振动位移较小, 有利于提高转子系统的稳定性, 使双转子系统工作更加平稳.

参考文献:

- [1] Tiwari M , Gupta K , Prakash K. Dynamic response of an unbalanced rotor supported on ball bearings[J]. Journal of Sound and Vibration, 2000, 238(5): 757-779.
- [2] Harsha S P. Nonlinear dynamic analysis of rolling element bearings due to cage run out and number of balls[J]. Journal of Sound and Vibration, 2006, 289(1-2): 360-381.
- [3] Harsha S P. Nonlinear dynamic response of a balanced rotor supported by rolling element bearings due to radial internal clearance effect[J]. Mechanism and Machine Theory, 2006, 41(6): 688-706.
- [4] 邓四二, 腾弘飞, 周彦伟, 等. 滚动轴承-双转子系统动态性能分析[J]. 轴承, 2006(4): 1-4.
DENG Sier, TENG Hongfei, ZHOU Yanwei, et al. Analysis on dynamics performance of rolling bearing double rotors system[J]. Bearing, 2006(4): 1-4. (in Chinese)
- [5] WANG Linqin, CUI Li, ZHENG Dezhi, et al. Nonlinear dynamics behaviors of a rotor roller bearing system with radial clearances and waviness considered[J]. Journal of Aeronautics, 2008, 21(1): 86-96.
- [6] Harris T A. Rolling bearing analysis[M]. 4th ed. New York: John Wiley & Sons, 2000.
- [7] 闻邦椿, 顾家柳, 夏松波, 等. 高等转子动力学[M]. 北京: 机械工业出版社, 2000.
- [8] El-Saeidy F M A. Finite element modeling of a rotor shaft rolling bearings system with consideration of bearing nonlinearities[J]. Journal of Vibration and Control, 1998(4): 541-602.
- [9] Lee A S, Kima B O, Kimb Y C. A finite element transient response analysis method of a rotor bearing system to base shock excitations using the state space newmark scheme and comparisons with experiments[J]. Journal of Sound and Vibration, 2006, 297(3-5): 595-615.
- [10] 白长青, 许庆余, 张小龙. 滚动轴承-火箭发动机液氢涡轮泵转子系统的动力特性分析[J]. 航空学报, 2006, 27(2): 258-261.
- BAI Changqing, XU Qingyu, ZHANG Xiaolong. Dynamic properties analysis of ball bearing liquid hydrogen turbopump used in rocket engine[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2006, 27(2): 258-261. (in Chinese)
- [11] 刘占生, 崔莹, 冷淑香, 等. 200 MW 汽轮机低压转子轴承系统的非线性动力学分析[J]. 动力工程, 2004, 24(3): 345-350.
- LIU Zhansheng, CUI Ying, LENG Shuxiang, et al. Nonlinear vibration analysis of a low-pressure rotor bearing system for 200 MW steam turbine[J]. Power Engineering, 2004, 24(3): 345-350. (in Chinese)
- [12] Nelson H D. A finite rotating shaft element using Timoshenko beam theory[J]. ASME, Journal of Mechanical Design, 1980, 102(4): 793-803.
- [13] 唐云冰, 高德平, 罗贵火. 滚动轴承非线性轴承力及其对轴承系统振动特性的影响[J]. 航空动力学报, 2006, 21(2): 366-373.
- TANG Yunbing, GAO Deping, LUO Guihuo. Nonlinear bearing force of the rolling ball bearing and its influence on vibration of bearing system[J]. Journal of Aerospace Power, 2006, 21(2): 366-373. (in Chinese)
- [14] 俞铭华, 吴剑国, 曹骥, 等. 有限元法与面向对象编程[M]. 北京: 科学出版社, 2003.