

文章编号:1000-8055(2013)01-0195-10

航空发动机滚动轴承-双转子系统动态特性分析

邓四二, 付金辉, 王燕霜, 杨海生

(河南科技大学 机电工程学院, 河南 洛阳 471003)

摘 要: 在滚动轴承动力学和转子动力学分析基础上,建立了含滚动轴承动力学与转子动力学耦合以及高、低压转子间耦合的滚动轴承-双转子系统动力学方程,采用精细积分法和预估-校正 Adams-Bashforth-Moulton 多步法相结合的算法,对航空发动机滚动轴承-双转子系统非线性动力学方程进行求解,并对滚动轴承结构参数与转子动态特性的关系进行了理论分析.分析结果表明:①中介轴承径向游隙较小时转子系统振动量较小且转子运行较平稳,但中介轴承保持架打滑率会有所提高,应合理选取中介轴承的径向游隙值;中介轴承滚子数量对转子运转稳定性有较大影响,减小中介轴承滚子数量可降低保持架打滑率,但转子系统的振动量会增大;②支承轴承内、外沟曲率半径系数及径向游隙较小时转子系统的振动量较小,转子运转较稳定;支承轴承滚动体数量对转子运转稳定性有较大影响,滚动体数量增多有利于转子系统运行的平稳性.

关 键 词: 滚动轴承; 双转子系统; 动力学特性; 耦合; 稳定性

中图分类号: V232

文献标志码: A

Analysis on dynamic characteristics of aero-engine rolling bearing/dual-rotor system

DENG Si-er, FU Jin-hui, WANG Yan-shuang, YANG Hai-sheng

(College of Mechatronics Engineering,

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

Abstract: The dynamic model of dual-rotor coupling system which included rolling bearing dynamics and rotor dynamics was established. Fine integral method and predict-correct Adams-Bashforth-Moulton multi-step method were used to solve the nonlinear dynamic equations of dual-rotor system. Then the influences of bearing structural parameters on dynamic response of rotors were studied. The result shows: (1) the displacement of rotors can be decreased and the stability of rotors can be improved by reducing radial clearance of inter-shaft bearing, but the slide ratio of cage would increase when the radial clearance decreases, so the radial clearance should be selected properly; the slide ratio of cage would decrease and the displacement of rotors would increase when the rollers of inter-shaft bearing are reduced; (2) the displacement and stability of rotors can be optimized when the groove curvature radius coefficients of rings and radial clearance of supporting bearings are decreased, and the stability of rotor would be improved when the rolling elements of bearings are increased.

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

收稿日期: 2012-01-12

网络出版地址: http://www.cnki.net/kcms/detail/11.2297.V.20130114.1726.201301.195_027.html

基金项目: 国家“十一五”科技攻关项目(JPPT-115-189); 国家“十二五”科技攻关项目(JPPT-ZCGX1-1);

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,博士,主要从事滚动轴承设计及理论研究.

对于高、低压转子和滚动轴承组成的航空发动机滚动轴承-双转子系统,高、低压 2 个转子通过中介圆柱滚子轴承连接,2 个转子在中介轴承连接处形成机械耦合^[1-2],从而使高、低压转子组成的轴承-轴系统呈现很复杂的动力学特性。目前国内外众多学者对滚动轴承-双转子系统动态特性进行了研究,Gupta 等^[3]采用传递矩阵法计算分析了转子的临界转速、模态振型及转子间的相互激励等,Chiang 等^[4-5]采用有限元法分析了单、双转子系统的固有频率和临界转速并计算了轴承的刚度。罗贵火等^[6]推导了反向旋转双转子系统的非线性动力学方程,分析了转子转速、转子不平衡量等因素对转子振动的影响。上述研究在分析滚动轴承-双转子系统动态特性时,通常将滚动轴承简化为弹簧和阻尼,忽略了滚动轴承动力学特性对转子系统的影响以及滚动轴承与转子动力学耦合问题,并且阻尼值基本上都是假设给出,影响转子系统的分析结果。鉴于此,本文在滚动轴承动力学和转子动力学基础上,建立含滚动轴承动力学与转子动力学耦合以及高、低压转子间耦合的滚动轴承-双转子系统动力学方程,采用精细积分法和预估-校正 Adams-Bashforth-Moulton 多步法相结合的算法,对航空发动机滚动轴承-双转子系统非线性动力学方程进行求解,并在 ADAMS(automatic dynamic analysis of mechanical systems)通用仿真软件平台环境下,开发了航空发动机滚动轴承-双转子系统动力学仿真分析软件,在此基础上,对滚动轴承结构参数与转子动态特性关系进行了分析,该研究可为航空发动机主轴-轴承系统设计和应用提供理论依据。

1 滚动轴承-双转子系统动力学分析模型

航空发动机滚动轴承-双转子系统简化图见图 1,图中高、低压转子分别用转子 1 和转子 2 表示,转子 1 由 2 个双半内圈角接触球轴承(B1, B2)支承,转子 2 由 2 个圆柱滚子轴承(B3, B4)支承。2 个转子通过中介轴承 B3 连接, B3 外圈与转子 1 相连,内圈与转子 2 相连。 n_1, n_2 分别代表转子 1、转子 2 的转速,2 个转子同向旋转且转子 1 转速高于转子 2 转速,载荷施加位置与方向如图 1 所示, F_{a1}, F_{r1} 分别表示施加于转子 1 上的轴向载荷和径向载荷, F_{r2} 表示施加于转子 2 上的径向载荷。系统坐标系如图 1 所示, x, y, z 分别代表轴向、水平方向、垂直方向,该坐标系为全局坐标

系。系统中每个构件均对应 1 个局部坐标系,坐标轴方向与全局坐标系一致。

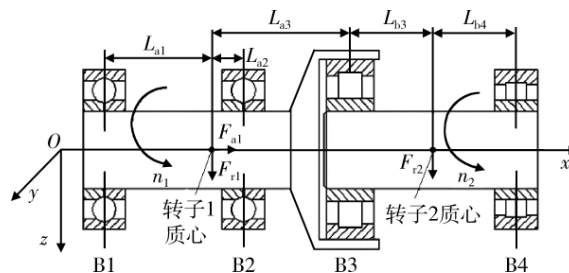


图 1 滚动轴承-双转子系统示意图

Fig. 1 Schematic diagram of rolling bearing/dual-rotor system

1.1 滚动轴承模型

滚动轴承内部各构件的作用力复杂,主要有滚动体和套圈的接触力、拖动力,滚动体与保持架的碰撞力,保持架与套圈的流体动压力等^[7-9]。因转子仅与轴承套圈相连,这里主要分析滚动体与套圈的作用力。

根据赫兹弹性接触理论,轴承滚动体与滚道发生接触时所产生的非线性接触力为

$$Q = K\delta^\lambda \quad (1)$$

式中 K 为滚动体与滚道的负荷-变形系数,具体表达式参见文献[10]; δ 为滚动体与滚道的接触变形量; λ 为与轴承滚动体和滚道接触类型相关的系数,点接触 λ 取 1.5,线接触 λ 取 10/9。

对双半内圈球轴承,其受载后内圈和钢球产生位移,钢球与内、外圈之间的游隙消除,同时均出现接触变形,其中内圈和钢球相对关系如图 2 所示,为方便表示,这里仅使内圈发生位移。设内圈沟道曲率中心初始位置为 O_i ,受载后移动到 O'_i ,则内圈与第 j 个钢球的接触变形量及接触角可表示为

$$\delta_{ij} = O'_i O_b + D_w/2 - r_i - h_{ij} \quad (2)$$

$$\alpha_{ij} = \arctan(\Delta x/\Delta z) \quad (3)$$

式中 $O'_i O_b$ 为移动后的内圈沟道曲率中心与钢球中心的距离; $D_w/2$ 为钢球半径; r_i 为内圈沟道曲率半径; h_{ij} 为第 j 个钢球与内滚道的弹流油膜厚度; α_{ij} 为第 j 个钢球与内圈接触角; $\Delta x, \Delta z$ 为移动后的沟道曲率中心相对于钢球中心的距离在全局坐标系下 x, z 轴上的投影。

综上,双半内圈角接触球轴承支承反力可表示为

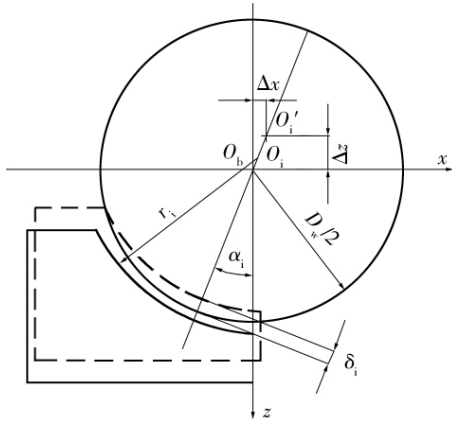


图 2 内圈接触角、变形和位移几何关系图

Fig. 2 Geometrical diagram of contact angle, deformation and displacement of inner ring

$$\left. \begin{aligned} Q_{xb} &= K \sum_{j=1}^Z (\delta_{ij})^{1.5} \sin \alpha_{ij} \\ Q_{yb} &= K \sum_{j=1}^Z (\delta_{ij})^{1.5} \cos \alpha_{ij} \cos \psi_j \\ Q_{zb} &= K \sum_{j=1}^Z (\delta_{ij})^{1.5} \cos \alpha_{ij} \sin \psi_j \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

式中 Z 为滚动体个数; α_{ij} 为第 j 个钢球与内圈的接触角; ψ_j 为第 j 个钢球的位置角; Q_{xb}, Q_{yb}, Q_{zb} 为轴承支承反力沿全局坐标 x, y, z 方向的分量。

对转子系统中的圆柱滚子轴承, 轴承内圈会受到轻微的力矩作用, 从而导致内圈和滚子发生倾斜^[11]. 倾斜后的滚子和内圈的相互作用模型如图 3 所示. 可采用切片法对其作用力进行精确计算. 图中 l 表示滚子长度, r_k 表示滚子第 k 个切片与内滚道间的距离. 则第 k 个切片与内滚道的接触变形为

$$\left. \begin{aligned} \delta_{ijk} &= |r_k| - C_k - h_{ijk} \quad r_k \leq 0 \\ \delta_{ijk} &= 0 \quad r_k > 0 \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

式中 C_k 为第 k 个切片因滚子和滚道的凸度设计而导致的滚子与滚道间的凸度间隙, 如图 3 所示; h_{ijk} 为滚子与内圈的弹流油膜厚度, 它们的具体表达式参见文献[12].

采用切片法需对式(1)进行变换, 变换过程参见文献[12], 变换后可得第 j 个滚子与内圈的接触载荷为

$$Q_{ij} = \frac{\omega^{0.89}}{1.24 \times 10^{-5} N^{0.11}} \sum_{k=1}^N \delta_{ijk} \quad (6)$$

式中 ω 为每个切片的宽度; N 为切片个数; δ_{ijk} 为第 j 个滚子的第 k 个切片与内圈的变形量。

综上, 圆柱滚子轴承支承反力可表示为

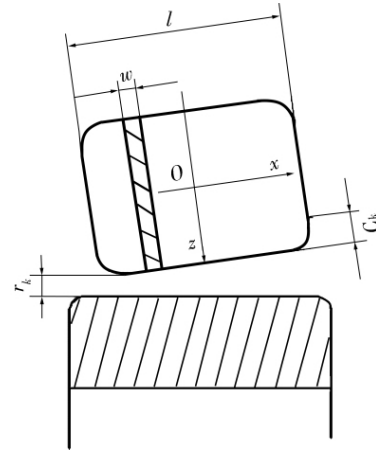


图 3 滚子与内圈相互作用模型

Fig. 3 Model of roller-race interaction

$$\left. \begin{aligned} Q_{yr} &= \sum_{j=1}^Z Q_{ij} \sin \psi_j \\ Q_{zr} &= \sum_{j=1}^Z Q_{ij} \cos \psi_j \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

式中 Q_{yr}, Q_{zr} 分别为支承反力沿全局坐标 y, z 方向的分量。

1.2 系统动力学方程

文中研究的转子系统在高速旋转状态下运行. 转子上没有较大转动惯量的零件, 因此转子扭转振动可忽略不计^[13-14]. 假设转子转速不随时间发生变化, 则转子 1 和转子 2 在全局坐标中的位移矩阵可表示为

$$\left. \begin{aligned} \mathbf{u}_1 &= [x_1 \quad y_1 \quad z_1 \quad \phi_1 \quad \varphi_1]^T \\ \mathbf{u}_2 &= [y_2 \quad z_2 \quad \phi_2 \quad \varphi_2]^T \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

式中 x_1, y_1, z_1 为转子 1 沿 x, y, z 轴位移; ϕ_1, φ_1 为转子 1 绕 y, z 轴角位移; y_2, z_2 为转子 2 沿 y, z 轴位移; ϕ_2, φ_2 为转子 2 绕 y, z 轴角位移. 则转子 1 的动力学方程可表示为

$$\left. \begin{aligned} M_1 \ddot{x}_1 &= F_{a1} - Q_{x1} - Q_{x2} \\ M_1 \ddot{y}_1 &= Q_{y1} + Q_{y2} + Q_{y3} \\ M_1 \ddot{z}_1 &= F_{r1} - Q_{z1} - Q_{z2} - Q_{z3} \\ I_{y1} \ddot{\phi}_1 - I_{x1} \omega_1 \dot{\phi}_1 &= Q_{y2} L_{a2} + Q_{y3} L_{a3} - Q_{y1} L_{a1} \\ I_{z1} \ddot{\phi}_1 - I_{x1} \omega_1 \dot{\phi}_1 &= Q_{z2} L_{a2} + Q_{z3} L_{a3} - Q_{z1} L_{a1} \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

转子 2 的动力学方程可表示为

$$\left. \begin{aligned} M_2 \ddot{y}_2 &= Q_{y3} + Q_{y4} \\ M_2 \ddot{z}_2 &= F_{r2} - Q_{z3} - Q_{z4} \\ I_{y2} \ddot{\phi}_2 - I_{x2} \omega_2 \dot{\phi}_2 &= Q_{y4} L_{b4} - Q_{y3} L_{b3} \\ I_{z2} \ddot{\phi}_2 - I_{x2} \omega_2 \dot{\phi}_2 &= Q_{z4} L_{b4} - Q_{z3} L_{b3} \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

式中 M_1, M_2 分别为转子 1 和转子 2 的质量; Q_{xm} ,

$Q_{yn}, Q_{zn} (n = 1, 2, 3, 4)$ 分别代表轴承 B1, B2, B3, B4 支承反力在全局坐标中 x, y, z 轴上的分量; $I_{x1}, I_{y1}, I_{z1}, I_{x2}, I_{y2}, I_{z2}$ 分别为转子 1 和转子 2 绕 x, y, z 轴的转动惯量; ω_1, ω_2 代表转子 1 和转子 2 的角速度; $L_{an} (n = 1, 2, 3, 4), L_{bn} (n = 3, 4)$ 分别代表转子 1 质心和转子 2 质心与各轴承间的距离, 见图 1。

1.3 滚动轴承-双转子系统动力学方程求解

滚动轴承-双转子系统动力学方程具有较强的非线性且存在滚动轴承动力学和转子动力学耦合问题, 求解较为复杂。本文以 ADAMS 为平台, 首先建立了转子系统虚拟样机模型^[15], 采用精细积分法和预估-校正 Adams-Bashforth-Moulton 多步法相结合的算法, 对航空发动机滚动轴承-双转子系统非线性动力学方程进行求解, 具体求解步骤如下:

1) 将系统的约束方程进行矩阵的满秩分解, 可将系统的广义坐标列阵 $\{q\}$ 分解为独立坐标列阵 $\{q^i\}$ 和非独立坐标列阵 $\{q^d\}$, 即 $\{q\} = \{q^i \quad q^d\}^T$ 。

2) 用 Adams-Bashforth 公式, 根据独立坐标前几个时间步长的值, 预估 t_{n+1} 时刻的独立坐标值 $\{q^i\}^p$, p 表示预估值。

3) 根据给定的收敛误差度, 用 Adams-Moulton 隐式公式对上面的预估值进行校正, 以得到独立坐标的校正值 $\{q^i\}^c$, c 表示校正值, 与收敛误差精度有关。

4) 确定独立坐标的校正值之后, 可由相应公式计算出非独立坐标和其他系统状态变量值。

5) 如果预估值与校正值的差值小于给定的收敛误差精度, 接受该解, 进行下一时刻的求解; 否则减小时间步长, 重复 2) 直到满足精度要求。

2 计算结果与分析

对图 1 所示的滚动轴承-双转子系统, 工况参数为 $n_1 = 12\,000 \text{ r/min}$, $n_2 = 10\,000 \text{ r/min}$, $F_{a1} = 8\,000 \text{ N}$, $F_{r1} = 2\,000 \text{ N}$, $F_{r2} = 2\,000 \text{ N}$, 载荷施加于转子的质心处, 如图 1 所示。系统中转子和轴承的参数如表 1、表 2 所示。

2.1 中介轴承结构参数对双转子动态特性的影响

转子 1 和转子 2 在中介圆柱滚子轴承处形成耦合, 改变中介轴承结构参数会对整个转子系统动态特性产生影响。工程应用中, 中介轴承常因保持架打滑而发生过早失效, 本文研究了中介轴承

结构参数改变对转子动态特性和保持架打滑率的影响。

表 1 双转子参数及工况条件

Table 1 Parameters of dual rotors and working conditions

转子 1	参数值	转子 2	参数值
转子半径/mm	85	转子半径/mm	85
转子全长/mm	230	转子全长/mm	190
L_{a1} /mm	125.7	L_{b3} /mm	85
L_{a2} /mm	21.1	L_{b4} /mm	85
L_{a3} /mm	84.3		

表 2 轴承参数

Table 2 Parameters of bearings

轴承结构参数	B1, B2	B3	B4
滚动体数量	16	24	25
内沟曲率半径系数 f_i	0.515		
外沟曲率半径系数 f_o	0.525		
径向游隙/mm		0.015	0.015

2.1.1 中介轴承径向游隙对转子系统动态响应的影响规律

图 4 为中介轴承径向游隙由 0.005 mm 到 0.045 mm 变化时, 转子 1 和转子 2 质心在 y, z 方向的振动位移。由图 4(a) 知, 随着中介轴承径向游隙的增大, 转子 1 在 y, z 向的位移略有增加, 增幅较小, 这是因为转子 1 主要由 B1 和 B2 支承, 中介轴承游隙变化对转子位移影响较小。由图 4(b) 知, 随着中介轴承径向游隙增加, 转子 2 在 y, z 向位移增幅较为明显。这是因为中介轴承同时还作为转子 2 的支承轴承, 当其径向游隙增大时, 会引起转子 2 在 y, z 向位移显著增加。

图 5 为不同径向游隙时中介轴承保持架的打滑率情况, 由图 5 知, 随着径向游隙的增加, 保持架的打滑率呈减小趋势, 这是因为随着径向游隙的增加, 受载滚子个数相应减少, 则每个受载滚子所承受载荷相应增加, 套圈对滚子的拖动力增加, 从而减小了滚子与滚道间的滑动, 进而减小了保持架与套圈的相对滑动。

图 6 和图 7 为中介轴承径向游隙增大时, 转子 1 和转子 2 的质心轨迹图, 图中 γ 代表中介轴承径向游隙。由图 6 和图 7 知, 中介轴承的径向游隙为 0.005 和 0.015 mm 时, 转子 1 的质心轨迹较

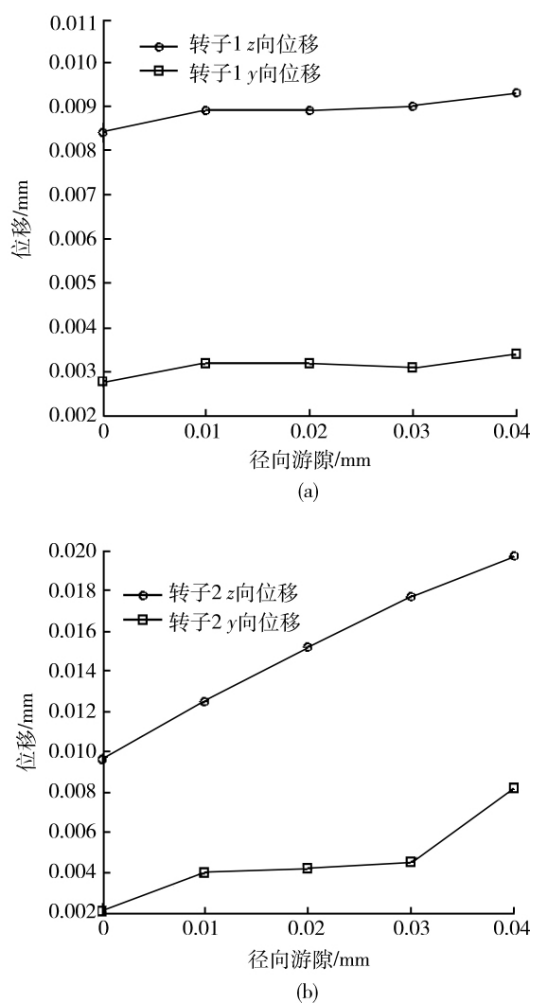


图 4 不同径向游隙时转子的质心位移

Fig. 4 Rotor displacements of center of mass with different radial clearances

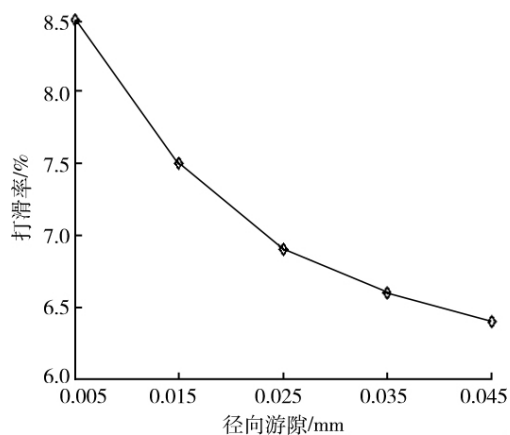


图 5 不同径向游隙时保持架的打滑率

Fig. 5 Slide ratio of cage with different radial clearances

规则,表明转子运转较为稳定,当径向游隙为 0.025和 0.035 mm 时,质心轨迹相对较为混乱. 转子 2 质心轨迹在径向游隙为 0.015 mm 时较为

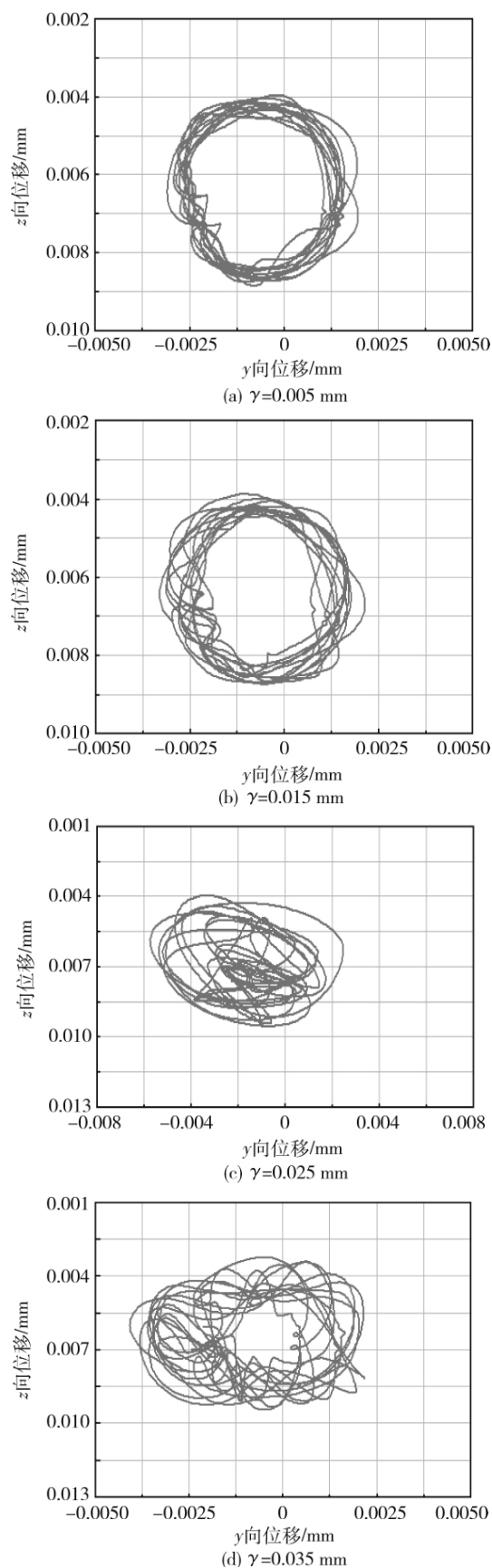


图 6 不同径向游隙时转子 1 的质心轨迹

Fig. 6 Rotor 1 orbits of center of mass with different radial clearances

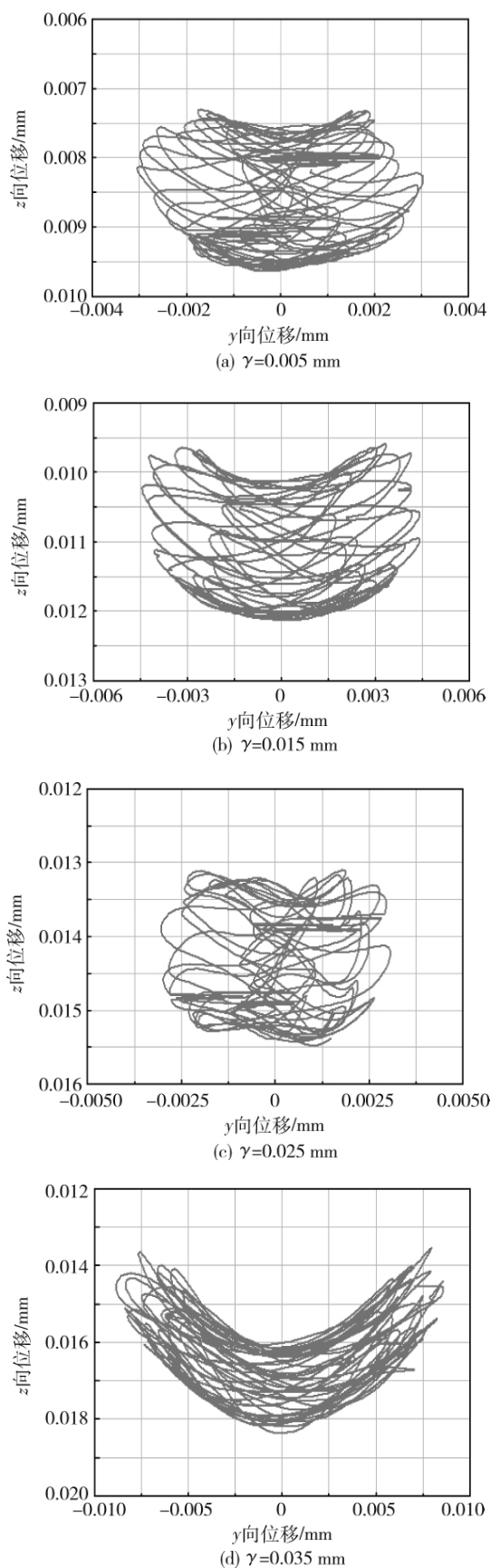


图7 不同径向游隙时转子2的质心轨迹

Fig. 7 Rotor 2 orbits of center of mass with different radial clearances

规则,其他径向游隙下质心轨迹较混乱.这是因为当中介轴承径向游隙较小时,会对转子1在 y, z 向位移起到一定限制作用,从而使转子1质心轨迹较为规则.转子2仅有2个轴承支撑,在耦合作用下不易实现稳定运转,故径向游隙为0.005 mm时转子1较转子2稳定.当径向游隙增加时,转子1和转子2的耦合作用越来越小,从而使转子1和转子2的质心轨迹表现出不同的形式.对于圆柱滚子轴承,若径向游隙很小,易造成轴承运转时润滑不足,保持架打滑率增加,加剧轴承摩擦生热和磨损,严重时会发生轴承卡死等问题,故实际应用中应取合适的径向游隙.

2.1.2 中介轴承滚子数量对转子系统动态响应的影响规律

图8为中介轴承滚子个数由22到26变化时转子1和转子2质心在 y, z 向的振动位移.由图

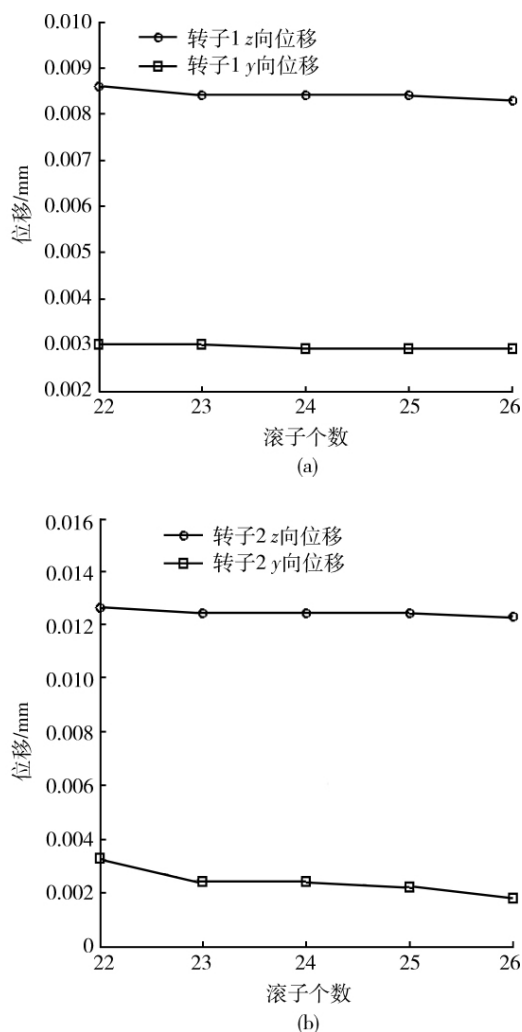


图8 滚子个数不同时转子的质心位移

Fig. 8 Rotor displacements of center of mass with different numbers of rollers

8 知,随着滚子个数的增加,2 个转子在 y, z 向的位移均相应减小.这是因为随着滚子数量的增多,受载滚子的个数也相应增多,每个滚子所承受的载荷相对减小,导致滚子与内、外滚道的接触变形减小,从而使 2 个转子在 y, z 向的位移减小.

图 9 为中介轴承滚子个数变化时对保持架打滑率的影响规律,由图 9 知,随着滚子数量的增多,保持架的打滑率呈增大趋势,这是因为随着滚子数量增多,滚子受载区增大,则每个滚子所承受的载荷减小,从而引起套圈对滚子的拖动力减小,造成保持架打滑率增大.

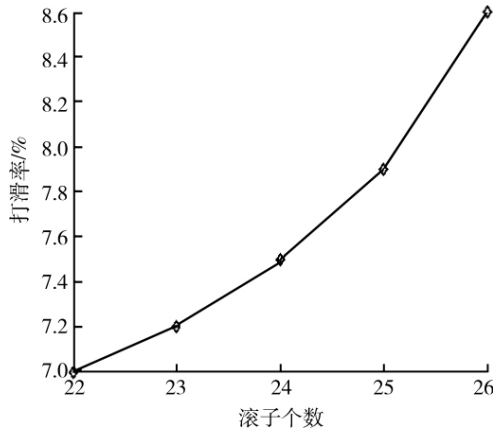


图 9 滚子个数不同时保持架的打滑率

Fig. 9 Slide ratio of cage with different numbers of rollers

表 3 为滚子个数发生变化时,转子 1 和转子 2 的质心轨迹变化情况.由表 3 可知,中介轴承滚子个数对转子的质心轨迹有明显影响,滚子个数为 24 和 26 时 2 个转子的质心轨迹较规则.当滚子个数较多时,保持架的打滑率增大,保持架兜孔的数目也相应增多,会造成保持架横梁变薄,易导致保持架的早期失效,同时较多的滚动体会造成更多的摩擦生热,针对文中的双转子系统,滚子数量取 24 较为合适.

表 3 滚子个数不同时转子的质心轨迹

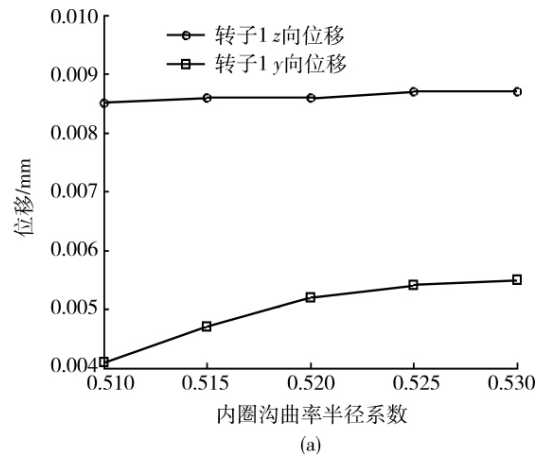
Table 3 Rotor orbits of center of mass with different numbers of rollers

滚子个数	转子 1 质心轨迹	转子 2 质心轨迹
22	规则	混乱
23	规则	混乱
24	较规则	规则
25	规则	混乱
26	较规则	规则

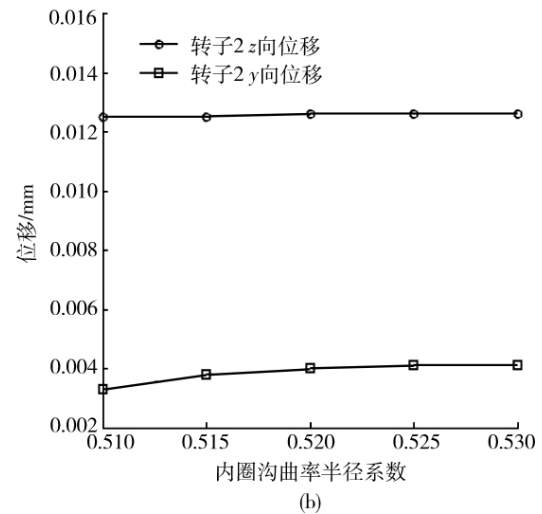
2.2 支承轴承结构参数对双转子动态特性的影响

2.2.1 支承轴承(B1, B2)结构参数变化对转子动态性能的影响

B1, B2 为 2 个相同的轴承,且同为转子 1 的支承轴承.图 10 为内圈沟曲率半径系数变化时对转子 1 和转子 2 位移的影响规律,用同样方法可获得外圈沟曲率半径系数改变对转子 1 和转子 2 在 y, z 向位移的影响规律.对所得结果分析知,随着内、外圈沟曲率半径系数的增加,转子 1 和转子 2 在 z 向的位移基本保持不变,在 y 向的位移有小幅度的增加,转子 1 增幅较为明显.这是因为随着沟曲率半径的增加,钢球与滚道的摩擦力也增加,使内圈承受更大的摩擦力矩,从而引起转子在 y 向的位移增加.



(a)



(b)

图 10 内圈沟曲率半径系数不同时转子的质心位移

Fig. 10 Rotor displacements of center of mass with different groove curvature radius coefficients of inner ring

表 4 为内圈沟曲率半径系数改变对转子 1 和转子 2 质心轨迹的影响, 同样还可获得外圈沟曲率半径系数对转子质心位移的影响规律. 对结果分析表明: 内、外圈沟曲率半径系数较小时, 质心轨迹较规则. 因此选择较小的沟曲率半径系数利于转子在较小的位移下稳定运转, 但较小的沟曲率半径系数容易增大滚动体与滚道间的摩擦, 造成轴承生热增加, 因此应选用合适的滚道沟曲率半径系数.

表 4 内圈沟曲率半径系数不同时转子的质心轨迹

Table 4 Rotor orbits of center of mass with different groove curvature radius coefficients of inner ring

f_i	转子 1 质心轨迹	转子 2 质心轨迹
0.510	较规则	规则
0.515	规则	规则
0.520	规则	规则
0.525	混乱	混乱
0.530	混乱	混乱

图 11 为支承轴承滚动体数量改变时对 2 个转子质心位移的影响, 由图 11 知, 随着滚动体数量的增多, 转子 1 和转子 2 在 y 向和 z 向的位移呈减小趋势, 但 y 向减小幅度较为明显, 这是因为随着滚动体数量的增加, 受载区域增加, 从而减小了内圈和转子沿 z 向的位移. 由表 5 可知, 随着滚动体数量的增多, 2 个转子的质心轨迹趋于规则, 这是因为随着滚动体数量的增多, 转子系统中振动位移减小, 提高了转子运行的平稳性. 由表 5 知, 钢球个数为 16, 17, 18 时转子的质心轨迹均规则, 但较多的钢球个数会导致保持架横梁较薄, 因此钢球数取 16 较为合适.

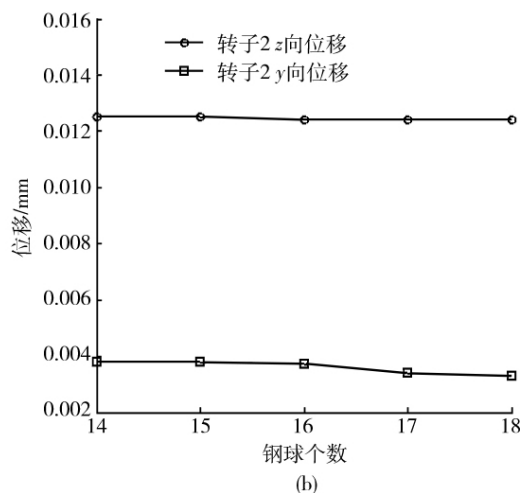
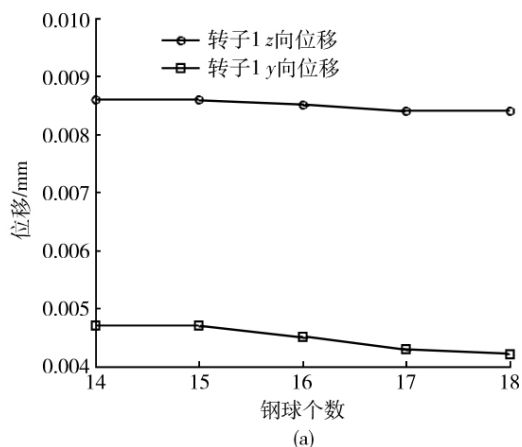


图 11 钢球个数不同时转子的质心位移

Fig. 11 Rotor displacements of center of mass with different numbers of balls

表 5 钢球个数不同时转子的质心轨迹

Table 5 Rotor orbits of center of mass with different numbers of balls

钢球个数	转子 1 质心轨迹	转子 2 质心轨迹
14	混乱	混乱
15	混乱	混乱
16	规则	规则
17	规则	规则
18	较规则	规则

2.2.2 支承轴承(B4)结构参数变化对转子动态性能的影响

图 12 为支承轴承(B4)径向游隙变化时转子 1 和转子 2 在 y, z 向的位移, 由图 12 知, 随着径向游隙的增加, 2 个转子 y, z 向的位移均增加, 转子 2 在 z 向增幅较为明显, 这是因为支承轴承(B4)为转子 2 主要的支承轴承, 随着其径向游隙的增加, 转子 2 的 y 向位移增加.

同样方法可获得支承轴承(B4)滚动体数量变化对 2 个转子 y, z 向径向位移的影响, 对结果分析发现: 滚动体数量变化对 2 个转子位移的影响较小.

表 6 为支承轴承(B4)径向游隙变化时, 对转子 1 和转子 2 质心轨迹的影响, 由表 6 知, 支承轴承(B4)对转子 1 质心轨迹影响较小, 对转子 2 质心轨迹影响较大, 径向游隙取 0.02 mm 时, 2 个转子的质心轨迹均比较稳定.

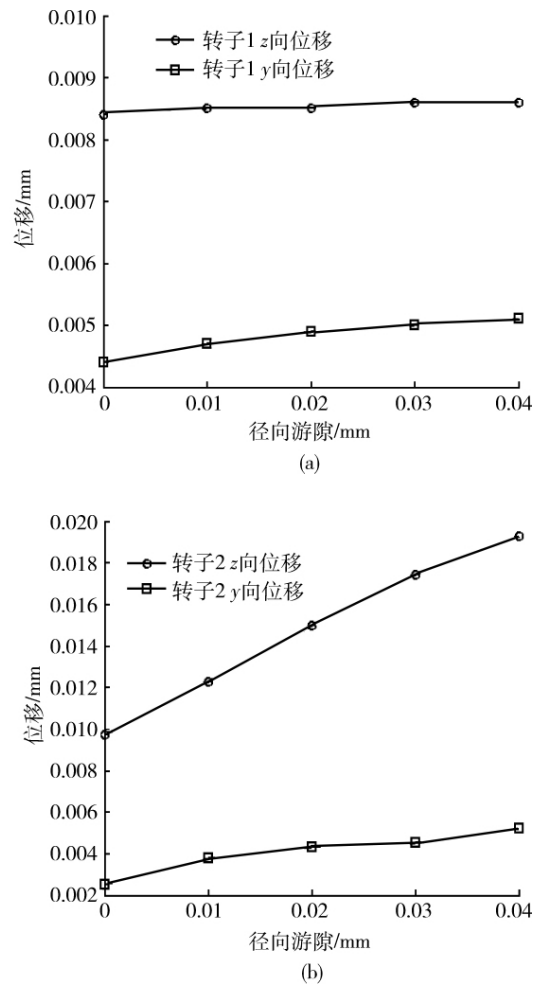


图 12 不同径向游隙时转子的质心位移
Fig. 12 Rotor displacements of center of mass with different radial clearances

表 6 径向游隙不同时转子的质心轨迹
Table 6 Rotor orbits of center of mass with different radial clearances

径向游隙/mm	转子 1 质心轨迹	转子 2 质心轨迹
0	规则	混乱
0.01	规则	规则
0.02	较规则	规则
0.03	规则	混乱
0.04	规则	混乱

同样可获得支承轴承(B4)滚动体数量变化对 2 个转子质心轨迹的影响规律,结果如表 7 所示.对结果分析表明:支承轴承(B4)对转子 1 质心轨迹影响较小,而对转子 2 质心轨迹影响较大,滚子数量较多时利于转子的稳定.

表 7 滚子个数不同时转子的质心轨迹
Table 7 Rotor orbits of center of mass with different numbers of rollers

滚子个数	转子 1 质心轨迹	转子 2 质心轨迹
22	规则	混乱
23	规则	混乱
24	规则	规则
25	规则	规则
26	规则	规则

3 结 论

本文以 ADAMS 为平台,采用精细积分法和预估-校正 Adams-Bashforth-Moulton 多步法相结合的算法,对滚动轴承-双转子耦合系统进行了分析,研究了中介轴承和支承轴承结构参数变化对转子动态响应的影响规律,主要结论如下:

1) 中介轴承径向游隙对转子的质心位移和质心轨迹有较大影响,径向游隙较小时有利于转子运转的稳定性,但易加重保持架的打滑.中介轴承滚子个数增加时,转子运转稳定性提高且质心位移减小,但轴承保持架打滑率增加.对于本文所研究的滚动轴承-双转子系统,中介轴承径向游隙取 0.01 mm,滚子数取 24 时,有利于减小转子位移,提高转子运转稳定性.

2) 支承轴承(B1,B2)内、外圈沟曲率半径系数较小时 2 个转子质心轨迹较规则,增加支承轴承(B1,B2)滚动体的数量可减小 2 个转子的质心位移,提高转子运转稳定性.支承轴承(B4)的径向游隙和滚子数量变化对转子 2 动态特性的影响较明显,合理设计这些结构参数可减小 2 个转子的位移,提高转子运转稳定性.对于本文所研究的转子系统,支承轴承(B1,B2)内圈沟曲率半径系数取 0.525,外圈沟曲率半径系数取 0.515,钢球数取 16,支承轴承(B4)径向游隙取 0.02 mm,滚子个数取 25 时,利于转子稳定运转.

参考文献:

[1] 周海仑,陈果.航空发动机双转子-滚动轴承-机匣耦合系统动力学分析[J].航空动力学报,2009,24(6):1284-1291.
ZHOU Hailun,CHEN Guo. Dynamic response analysis of dual rotor-ball bearing-stator coupling system for aero-engine[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(6): 1284-1291. (in Chinese)
[2] HU Qinghua, DENG Sier, TENG Hongfei. A 5-DOF

- model for aeroengine spindle dual-rotor system analysis [J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2011, 24 (2): 224-234.
- [3] Gupta K D, Gupta K, Athre K. Unbalance response of a dual rotor system: theory and experiment [J]. Journal of Vibration and Acoustics, 1993, 115(4): 427-435.
- [4] Chiang H W D, Hsu C N, Tu S H. Rotor-bearing analysis for turbo machinery single-and dual-rotor system [J]. Journal of Propulsion and Power, 2004, 20(6): 1096-1104.
- [5] Chiang H W D, Hsu C N, Jeng W, et al. Turbo machinery dual rotor-bearing system analysis [R]. ASME Paper GT-2002-30315, 2002.
- [6] 罗贵火, 胡绚, 杨喜关. 反向旋转双转子系统非线性分析 [J]. 振动工程学报, 2009, 22(3): 268-273.
LUO Guihuo, HU Xuan, YANG Xiguan. Non-linear analysis of counter-rotating dual-rotor's system [J]. Journal of Vibration Engineering, 2009, 22(3): 268-273. (in Chinese)
- [7] BAI Changqing, XU Qingyu. Dynamic model of ball bearings with internal clearance and waviness [J]. Journal of Sound and Vibration, 2006, 24(4): 23-48.
- [8] 崔立, 王黎钦, 郑德志, 等. 航空发动机高速滚子轴承动态特性分析 [J]. 航空学报, 2008, 29(2): 492-498.
CUI Li, WANG Liqin, ZHENG Dezhi, et al. Analysis on dynamic characteristics of aero-engine high-speed roller bearings [J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2009, 29(2): 492-498. (in Chinese)
- [9] Karthik K, Nataraj C. Nonlinear modeling and analysis of a rolling element bearing with clearance [J]. Nonlinear Science Numerical Simulation, 2011, 16(10): 4134-4145.
- [10] 邓四二, 贺凤祥, 杨海生, 等. 航空发动机双转子-滚动轴承-耦合系统的动力特性分析 [J]. 航空动力学报, 2010, 25(10): 1-10.
DENG Sier, HE Fengxiang, YANG Haisheng. Analysis on dynamic characteristics of a dual rotor-rolling bearing coupling system for aero-engine [J]. Journal of Aerospace Power, 2010, 25(10): 1-10. (in Chinese)
- [11] 邓四二, 贾群义. 滚动轴承设计原理 [M]. 北京: 中国标准出版社, 2008: 236-239.
- [12] Harris T A, Kotzalas M N. 滚动轴承分析: 第2卷 [M]. 5版. 罗继伟, 马伟, 译. 北京: 机械工业出版社, 2010: 8-13.
- [13] Chang J. Coupling effect of flexible geared rotor on quick-return mechanism undergoing three-dimensional vibration [J]. Journal of Sound and Vibration, 2007, 300 (1/2): 139-159.
- [14] Villa C, Sinou J J, Thouverez F. Stability and vibration analysis of a complex flexible rotor bearing system [J]. Nonlinear Science and Numerical Simulation, 2008, 13(4): 804-821.
- [15] 陈立平, 张云清, 任卫群, 等. 机械系统动力学分析及 ADAMS 应用教程 [M]. 北京: 清华大学出版社, 2005: 259-272.