

文章编号:1000-6893(2007)06-1461-07

# 航空发动机高速球轴承动态特性分析

王黎钦, 崔立, 郑德志, 古乐

(哈尔滨工业大学 机电工程学院, 黑龙江 哈尔滨 150001)

## Analysis on Dynamic Characteristics of Aero-engine High-speed Ball Bearings

Wang Liqin, Cui Li, Zheng Dezhi, Gu Le

(School of Mechatronics Engineering, Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China)

**摘要:** 高速滚动轴承的动态特性对航空发动机转子系统的性能有重要的影响,为尽可能真实模拟轴承实际运转情况,建立轴承零件相互作用模型得到各零件之间力和力矩,使用较精确的弹流模型计算拖动力,采用拟动力学法建立任意受载的球轴承动力学分析模型,提出了工程中非线性方程组的高效解法。编制调试了计算程序 READ (Rolling Element bearing Advanced Dynamics tool),以 276927NK1W1(H)航空轴承为算例分析了工况参数和结构参数对滚动轴承动态特性的影响规律,最后通过 Gupta 的动力学程序算例验证了程序的准确性。轴承动态特性的研究为研究航空发动机转子-轴承集成系统动态性能分析奠定了基础。

**关键词:** 球轴承; 动态特性; 拟动力学; 非线性方程组; 联合载荷

**中图分类号:** V233.453 **文献标识码:** A

**Abstract:** The dynamic characteristics of ball bearings at high speed have important effects on the rotor system of aero-engine. In order to simulate the actual working conditions, the dynamic analysis model of ball bearings under arbitrary loads is established by quasi-dynamic method, by which forces and moments are obtained from inter-action model of bearing parts, and the traction force is computed by an accurate traction model. The efficient solution method of nonlinear equations is proposed. A program named rolling element bearing advanced dynamics tool(READ) is developed. Taking type 276927NK1W1(H) bearing as an example, the effect rules of different operating condition parameters and bearing structure parameters for the dynamic characteristics of ball bearings are analyzed by the program. Finally, the accuracy of the program is verified by the computation example of Gupta. The study of dynamic characteristics of ball bearings establishes the foundation for the further study of dynamic characteristic analysis of rotor-bearing integration system.

**Key words:** ball bearing; dynamic characteristic; quasi-dynamic; nonlinear equation; combined load

滚动轴承是航空发动机转子系统广泛使用的支承,其动态性能影响转子系统性能且实际寿命往往比预期寿命低,因此要研究高速轴承的动态特性。Jones 建立了拟静力学分析模型, Harris 在此基础上考虑弹流分析了轴承动态性能,但模型中仍存在弹流计算精度低、考虑自由度少、非线性方程组收敛困难等问题。此后 Meeks, Gupta 等建立了动力学分析模型<sup>[1-2]</sup>,国内对滚动轴承动力学和拟动力学也已经做了大量有益的研究<sup>[3-8]</sup>。目前面临的问题是滚动轴承的动力学分析模型虽然理论完善,但计算量太大不适合做轴承动态特性分析,国内拟动力学模型存在考虑自由度较少、轴承不能普遍承载、拖动力计算精度不高、计算时

间长等限制,缺少计算精度高而又简便实用的动力学模型和动态特性分析程序。本文考虑滚动体和内圈六自由度、保持架四自由度,建立任意载荷作用下球轴承的拟动力学分析模型,开发简便实用的动力学程序,对滚动轴承动态特性进行分析和讨论,为航空发动机高速球轴承的动态特性分析提供有力的工具。

## 1 高速球轴承拟动力学模型

对具有确定的几何构形、以较高  $d \cdot n$  值运转的角接触球轴承在下列假设条件下进行研究:

① 滚动体和内圈可任意转动和平动,保持架绕其轴线转动且可三维平动;

② 不同转速和载荷下的轴承环境温度已知,润滑油在该温度下黏度、黏温、黏压系数、热传导率等参数已知;

收稿日期:2006-10-31; 修订日期:2007-01-15  
基金项目:国家自然科学基金(50575054)  
通讯作者:王黎钦 E-mail:lqwang@hit.edu.cn

③ 滚动体的转速是方位角的函数。

### 1.1 滚动轴承零件的相互作用

为准确计算滚动轴承各零件的相互作用力要建立各零件之间的相互作用模型。任意载荷作用下滚动体和套圈作用模型如图 1 所示。

图 1 中:  $Oxyz$  为惯性坐标系;  $O_2x_2y_2z_2$  为内圈坐标系;  $O_bx_by_bz_b$  为滚动体坐标系;  $R_{c1}$  和  $R_{c2}$  为套圈曲率中心。设  $\phi_i$  为滚动体方位角, 内圈位移为  $\{X_2, Y_2, Z_2, \theta_y, \theta_z\}$ , 滚动体质心坐标为  $\{x_i, r_i \sin \phi_i, r_i \cos \phi_i\}$ 。

由图中几何关系得滚动体与外圈、内圈的接

$$\delta_{1i} = \sqrt{(x_i - P_1 \sin \alpha_0)^2 + (r_i - M_1)^2} - P_1 \quad (5)$$

$$\delta_{2i} = \sqrt{[BD_w \sin \alpha_0 + X_2 + M_2 \theta - (x_i - P_1 \sin \alpha_0)]^2 + [BD_w \cos \alpha_0 + \Delta - (r_i - M_1)]^2} - P_2 \quad (6)$$

$$\alpha_{1i} = \arctan[(x_i - P_1 \sin \alpha_0)/(r_i - M_1)] \quad (7)$$

$$\alpha_{2i} = \arctan\{[BD_w \sin \alpha_0 + X_2 + M_2 \theta - (x_i - P_1 \sin \alpha_0)]/[BD_w \cos \alpha_0 + \Delta - (r_i - M_1)]\} \quad (8)$$

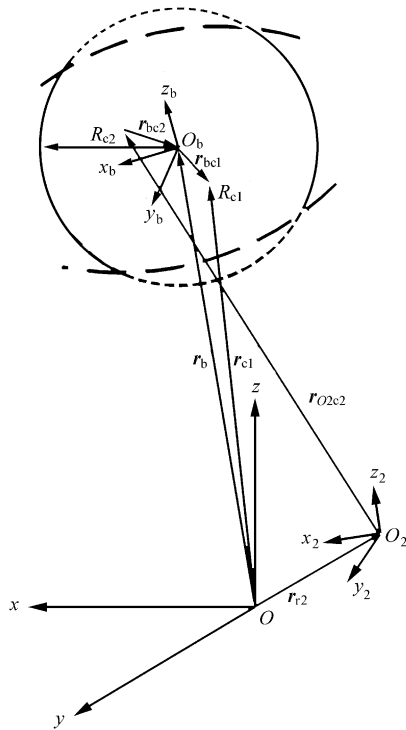


图 1 滚动体与套圈相互作用模型

Fig. 1 Geometry of ball-race interaction

式中:  $\theta = (\theta_x \sin \phi_i + \theta_y \cos \phi_i)$ ;  $\Delta = Z_2 \cos \phi_i + Y_2 \cdot \sin \phi_i$ ;  $B$  为总曲率;  $P_1, P_2$  为外圈、内圈曲率中心和滚动体中心的距离;  $M_1, M_2$  为套圈沟曲率中心直径;  $\alpha_0$  为初始接触角;  $D_m$  为轴承中径。得到接触变形后由赫兹接触理论可求得接触力。滚动体

触变形和接触角的表达式分别为

$$\delta_1 = |r_{bc1}| - (f_1 - 0.5)D_w \quad (1)$$

$$\delta_2 = |r_{bc2}| - (f_2 - 0.5)D_w \quad (2)$$

$$\alpha_1 = \arctan \frac{|r_{bc1x}^i|}{|r_{bc1z}^i|} \quad (3)$$

$$\alpha_2 = \arctan \frac{|r_{bc2x}^i|}{|r_{bc2z}^i|} \quad (4)$$

式中: 上标  $i$  为坐标系; 下标  $x, z$  为在相应坐标轴的投影;  $D_w$  为球径;  $f_1, f_2$  为套圈滚道的沟曲率系数。计算第  $i$  个滚动体的接触变形和接触角的表达式为

与套圈的拖动力用经过实验验证的拖动系数模型计算, 该模型建立在较精确的五参数润滑油流变模型基础上<sup>[9]</sup>, 拖动系数公式为<sup>[10]</sup>

$$\mu = (A + Bs)e^{-Cs} + D \quad (9)$$

式中:  $s$  为滑滚比, 由运动学分析计算得到; 系数  $A, B, C, D$  按文献[9]中公式计算。

假设保持架质心坐标为  $(x_c, y_c, z_c)$ , 对于内圈引导球轴承, 建立如图 2 所示相互作用模型。

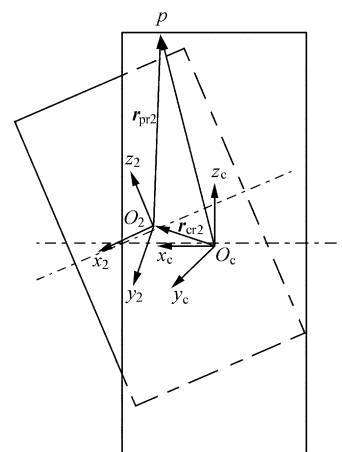


图 2 保持架与内圈相互作用模型

Fig. 2 Geometry of retainer and race

图 2 中:  $p$  为保持架内表面上一点, 为求保持架和套圈间的最小间隙  $\delta_{cp2}$  和此处的方位角  $\psi$ , 必须使  $r_{pr2}$  在  $y_2O_2z_2$  平面的投影最小, 由此可求得

$$\delta_{cp2} = \delta_{cr2} - \frac{R_2}{2} + \sqrt{(-\cos \theta_y \sin \theta_z X + \cos \theta_z Y + \sin \theta_y \sin \theta_z Z)^2 + (\sin \theta_y X + \cos \theta_y Z)^2} \quad (10)$$

$$\psi = \arccos \left\{ \frac{X[\sin \theta_y \cos \theta_y - \sin \theta_y \sin \theta_z \cos \theta_z - \sin \theta_y \cos \theta_y (\sin \theta_z)^2]}{R_2[(\cos \theta_y)^2 + (\cos \theta_z)^2]} \right\} \quad (11)$$

式中:  $X = x_c - X_2 + S$ ;  $Y = y_c - Y_2 + R_2 \cos \psi$ ;  $Z = z_c - Z_2 + R_2 \sin \psi$ ;  $\delta_{cr2}$  为保持架和引导套圈之间的初始间隙;  $R_2$  为保持架引导面半径;  $S$  为保持架半宽。可由  $\delta_{cp2}$  和表面粗糙度的关系判定保持架和引导套圈之间是流体动力润滑还是干接触:

(1)  $\delta_{cp2} < \sqrt{\sigma_c^2 + \sigma_{r2}^2}$ , 保持架与引导套圈直接接触, 采用赫兹线接触公式计算球和保持架之间的法向力  $F_{lt}$  和切向摩擦力  $F_{li}$ ;

(2)  $\delta_{cp2} \geq \sqrt{\sigma_c^2 + \sigma_{r2}^2}$ , 保持架与引导套圈之间为流体动力润滑, 采用流体动力润滑公式计算法向力和摩擦力。式中:  $\sigma_c, \sigma_{r2}$  分别为保持架、引导套圈的表面粗糙度。

对于滚动体和保持架的相互作用, 可用类似方法求出滚动体和保持架兜孔间隙之间的最小值, 再得出滚动体和保持架的相互作用力。

### 1.2 拟动力学分析数学模型

考虑包括转速变化引起的惯性力矩在内的所有惯性力矩  $M_{xi}, M_{yi}, M_{zi}$ , 由文献[11]计算流体阻力  $F_d$ , 图 3 给出了滚动体所受的力和力矩。图中:  $F_{srxi}, f_{stxi}, F_{srzi}, f_{stzi}$  分别为将保持架对滚动体作用力沿  $x, z$  方向分解得到的法向力和切向力分量;  $T_{1i}, T_{2i}$  为拖动力。由图 3 可以列出第  $i$  个滚动体的动力学方程组为:

$$-Q_{1i} \sin \alpha_{1i} + Q_{2i} \sin \alpha_{2i} - f_{1i} \cos \alpha_{1i} + f_{2i} \cos \alpha_{2i} - F_{srzi} = 0 \quad (12a)$$

$$F_{srxi} + F_d + T_{1i} - T_{2i} - f_{stxi} = m\dot{\omega}_{\alpha i} r_i \quad (12b)$$

$$-Q_{1i} \cos \alpha_{1i} + Q_{2i} \cos \alpha_{2i} + f_{1i} \sin \alpha_{1i} - f_{2i} \sin \alpha_{2i} - f_{stzi} = -m\dot{\omega}_{\alpha i}^2 r_i \quad (12c)$$

$$-0.5D_w T_{1i} \cos \alpha_{1i} - 0.5D_w T_{2i} \cos \alpha_{2i} + 0.5D_w f_{stxi} = J\dot{\omega}_{xi} \quad (12d)$$

$$-0.5D_w (f_{1i} + f_{2i}) = J(\dot{\omega}_{yi} + \omega_{\alpha i} \omega_{zi}) \quad (12e)$$

$$-0.5D_w T_{1i} \sin \alpha_{1i} - 0.5D_w T_{2i} \sin \alpha_{2i} - 0.5D_w f_{stzi} = J(\dot{\omega}_{zi} - \omega_{\alpha i} \omega_{yi}) \quad (12f)$$

式中:  $\omega_{\alpha i}$  为滚动体公转速度;  $\omega_{xi}, \omega_{yi}, \omega_{zi}$  分别为滚动体绕坐标轴的自转速度分量。采用四阶中心差分公式计算微分, 如对滚动体公转速度微分的求

解如下

$$\dot{\omega}_{\alpha i} = \frac{-\omega_{0(i+2)} + 8\omega_{0(i+1)} - 8\omega_{0(i-1)} + \omega_{0(i-2)}}{24\pi/N} \quad (13)$$

式中:  $N$  为滚动体数目;  $\omega_{0(i+1)}$  为第  $i+1$  个滚动体的公转速度。这样就将微分方程转化为非线性方程。考虑保持架的所有兜孔承受的力和力矩以及引导套圈的力和力矩, 认为稳态工况保持架转速为定值, 建立内圈引导保持架的平衡方程组为

$$\sum_{i=1}^n F_{srxi} = 0 \quad (14a)$$

$$F_{lt} \sin \psi - F_{li} \cos \psi +$$

$$\sum_{i=1}^n (-F_{srxi} \cos \phi_i + f_{stxi} \sin \phi_i + f_{stzi} \sin \phi_i) = 0 \quad (14b)$$

$$F_{lt} \cos \psi + F_{li} \sin \psi +$$

$$\sum_{i=1}^n (F_{srxi} \sin \phi_i - f_{stxi} \cos \phi_i + f_{stzi} \cos \phi_i) = 0 \quad (14c)$$

$$-0.5D_m F_{lt} + \sum_{i=1}^n 0.5D_m (F_{srxi} - f_{srxi}) = 0 \quad (14d)$$

滚动体和保持架对内圈的作用力即为以上内圈对滚动体和保持架的反作用力, 所以内圈平衡方程组可以对内圈进行受力分析直接得到。

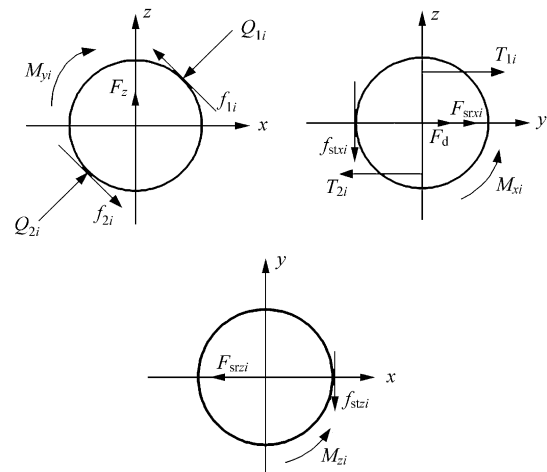


图 3 作用在滚动体上的力和力矩  
Fig. 3 Forces and moments acting on a ball

### 1.3 非线性方程组求解

以上非线性方程组维数较大且有较强的非线性,为解决工程中非线性方程组收敛困难、初值依赖性强、计算时间长等难题,提出使用“先局部后整体”的思想将方程组分割成若干个局部方程组,结合最速下降法对初值不敏感和牛顿-拉夫逊方法收敛速度快的优点求解。方程组分割依据是将用来求解未知量数量级相近的方程组合成若干个局部方程组,局部方程组都收敛后再联立所有方程组求解。

采用这种思想,对以上采用拟动力学方法建立的方程组的求解过程如图 4 所示。

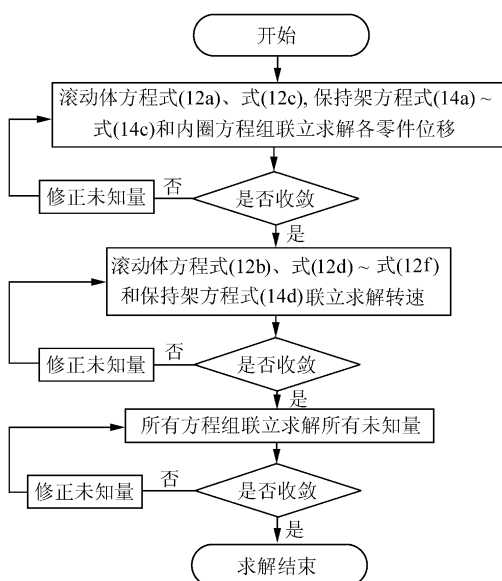


图 4 方程组计算流程图

Fig. 4 Calculation flow chart of equations

由于轴承零件的位移和转速数量级相差很大,先将方程组分割为两个局部方程组,收敛后再联立求解。这种求解思想避免了因未知量数量级差别较大造成的雅可比矩阵接近奇异、因不同方程组收敛速度不同引起的计算时间浪费。

此外,方程组中一些中间变量具有实际意义即有一定范围,如承载区的滚动体接触变形  $\delta_{1i}$ ,  $\delta_{2i}$  必须为正值,由式(5)、式(6)可知必须使点  $(x_i, r_i)$  处在圆心分别为  $(P_1 \sin \alpha_0, M_1)$ ,  $(BD_w \sin \alpha_0 + X_2 + M_2 \theta + P_1 \sin \alpha_0, BD_w \cos \alpha + \Delta + M_1)$ , 半径为  $P_1, P_2$  的两个圆外,否则应对该点坐标施加约束,图 5 给出当滚动体与外圈的接触变形小于零、接触变形均小于零时,应施加约束使点  $(x_i, r_i)$  沿与圆心连线方程、相交弦方程移动。

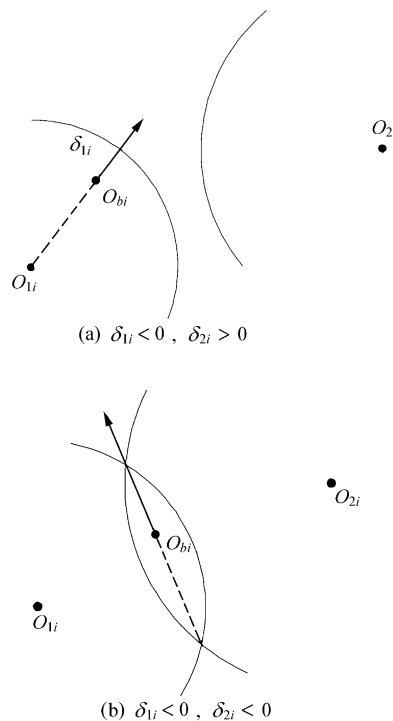


图 5 对变量施加约束

Fig. 5 Add restriction to variable

由变量实际意义对未知量施加约束,放宽了初值选择条件,计算表明也加快了收敛速度。

## 2 计算结果与讨论

基于上述拟动力学模型,使用 MATLAB 开发了 READ 计算程序,以 276927NK1W1(H) 航空轴承为例研究了轴承工况和结构参数对动态特性的影响规律。轴承参数为:球径 22.225 mm,节圆直径 167.44 mm,球数 20,接触角  $22^\circ$ ,沟曲率系数 0.515,0.520,弹性模量为  $2.0408 \times 10^{11}$  Pa,泊松比为 0.3。使用 HKD-1 型航空润滑油。

### 2.1 工况对轴承动态特性的影响

旋滚比越大发热和磨损越严重。假设方位角绕 X 轴顺时针分布,分析球与内圈接触的旋滚比,图 6 表明高速滚动轴承的旋滚比可能很大,这就导致发热量很大,可施加适当的预负荷减小旋滚比。

轴承承受联合负荷时负荷分布会随径向负荷变化,图 7 表明径向负荷增大会明显改变旋滚比分布,引起部分滚动体自旋发热变大。

PV 值是表征高速滚动轴承动态性能的重要指标,PV 值越大轴承发热量越大。图 8 表明滚动体与内圈接触点处 PV 值随转速增加而增大,滚动体与外圈接触点处的 PV 值高速时也变得较大,说明高速时滚动体和外圈也有相对滑动。

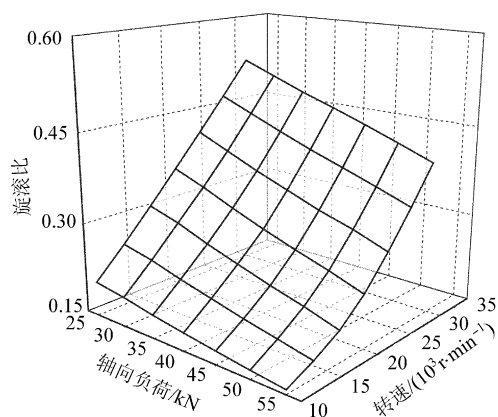


图 6 负荷和转速对旋滚比的影响

Fig. 6 Load and speed effects on ratio of spin to roll

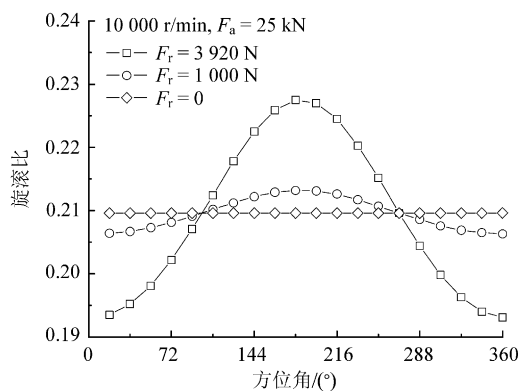


图 7 径向负荷对旋滚比的影响

Fig. 7 Radial load effect on ratio of spin to roll

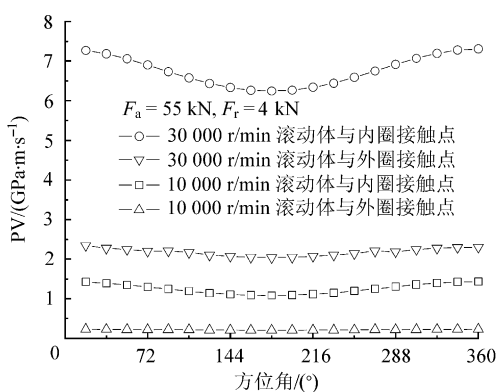


图 8 内圈转速对 PV 值的影响

Fig. 8 Rotational speed effect on PV value

图 9 给出承受联合负荷的轴承滚动体与内圈接触点处 PV 值随径向负荷变化,当轴承承载率较低时,承载区内的 PV 值变得较大且承载率越低 PV 值越大,轴承的局部发热量就越大。

航空轴承因为振动和转子偏心等问题会承受径向负荷,由以上对旋滚比和 PV 值分析可知对承受联合负荷的轴承施加预负荷时要考虑径向负荷的影响,以避免局部过热导致轴承失效。

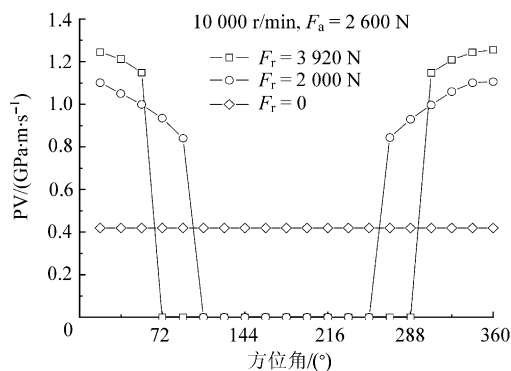


图 9 径向负荷对轴承 PV 值的影响

Fig. 9 Radial load effect on PV value

滚动轴承的阻尼较小在动力学分析中往往可以忽略,图 10 给出了轴承的刚度特性。可以看出轴向刚度随轴向负荷增大呈非线性增大,随转速增大而增大;径向刚度随轴向负荷增大呈非线性增大,随转速增大而减小。在转子-轴承系统分析中需考虑工况对轴承刚度的影响。

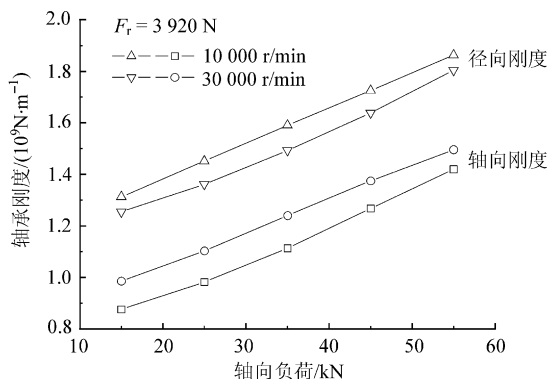


图 10 轴向负荷对刚度的影响

Fig. 10 Axial load effect on stiffness

## 2.2 结构参数对轴承动态特性的影响

在轴承内圈转速  $10\,000 \text{ r/min}$ , 轴向负荷  $55 \text{ kN}$ , 径向负荷  $3\,920 \text{ N}$  时, 计算结构参数对轴承动态性能的影响。

高速时改变外圈沟曲率对旋滚比影响不大。图 11 表明初始接触角增大旋滚比增大, 内圈沟曲率系数增大旋滚比呈非线性减小。这是由于初始接触角增大导致滚动体与内圈接触角增大, 增大滚动体的自旋; 而内圈沟曲率增大减小滚动体与内圈接触角, 故旋滚比减小。

图 12 表明初始接触角增大, 轴向刚度非线性增大; 内圈沟曲率增大, 轴向刚度减小, 且初始接触角的影响较大。

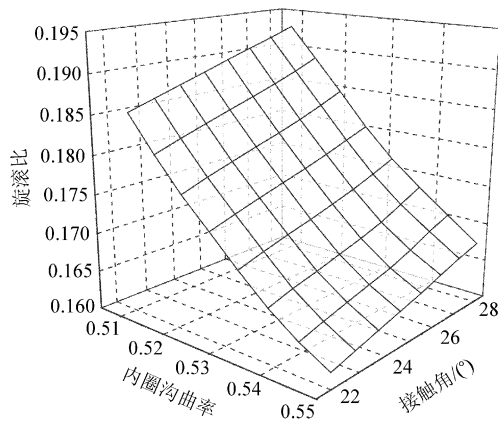


图 11 结构参数对旋滚比影响

Fig. 11 Structure parameter effect on ratio of spin to roll

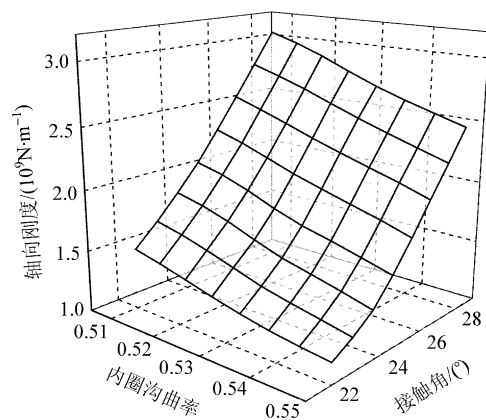


图 12 结构参数对刚度影响

Fig. 12 Structure parameter effect on axial stiffness

由以上分析知结构参数的改变可在较大程度上改变轴承的动态性能,在转子系统中应优化轴承的结构参数以获取较好动态性能。

### 2.3 算例验证

采用 Gupta 动力学典型算例<sup>[11]</sup>,轴承参数为:球数 6,球径 8 mm,节圆直径 31 mm,接触角为 24°,沟曲率系数为 0.52,0.56,各零件弹性模量为  $1.99948 \times 10^{11}$  Pa,泊松比为 0.25。轴向负荷 2 000 N,径向负荷 400 N,工作转速为 12 000 r/min。使用 READ 程序计算,与 Gupta 的 ADORE 程序计算结果对比如表 1 所示。

表 1 计算结果比较

Table 1 Comparison of computation results

计算参数	ADORE 结果	READ 结果
滚动体和外圈接触角/(°)	14.63	14.57
滚动体和内圈接触应力/GPa	2.942	2.939
滚动体和内圈旋滚比	0.344 7	0.361 6
滚动体和内圈滑动速度/(m·s <sup>-1</sup> )	-0.052 1	-0.053 8
径向刚度/(10 <sup>8</sup> N·m <sup>-1</sup> )	0.965 6	1.067 0

对比计算结果看出 READ 程序对动态特性参数计算精度较高,证明了本文方法的可行性和程序的可靠性。

### 3 结论

使用轴承零件相互作用模型推导了各零件相互作用力和力矩计算过程,建立了普遍受载高速球轴承拟动力学模型,提出了工程非线性方程组的高效解法,分析了工况参数和结构参数对联合受载球轴承动态特性的影响规律,用 Gupta 算例验证了可靠性,得出适用高速球轴承以下结论:

(1) 考虑滚动体、内圈六自由度,保持架四自由度,由相互作用模型得作用力,并使用精确拖动模型计算拖动系数,可以较准确地计算球轴承的动态特性。

(2) 工程中强非线性方程组,使用“先局部后整体”的思想将方程组分割,结合最速下降法和牛顿-拉夫逊法并在迭代过程中根据中间变量的实际意义对未知量施加约束,可高效求解。

(3) 联合受载的球轴承,部分滚动体旋滚比和 PV 值比仅受轴载时大得多,施加预负荷时应考虑径向负荷的影响避免轴承局部过热失效。

(4) 工况和结构参数对轴承的动态性能影响较大且大多呈非线性,转子-轴承集成系统分析时必须考虑工况变化的影响,且可根据影响规律优化轴承结构参数以获取较好的动态性能。

### 参 考 文 献

- [1] Meeks C R. Ball bearing dynamic analysis using computer methods[J]. Trans of ASME, 1996,118(1):52-58.
- [2] Gupta P K. Dynamic of rolling-element bearings part III: ball bearing analysis[J]. Trans of ASME, 1979,101(3):312-318.
- [3] 陈国定, 李建华, 徐建东. 高速滚动轴承弹性流体动力润滑分析[J]. 航空学报, 1994, 15(12):1475-1477.  
Chen Guoding, Li Jianhua, Xu Jiandong. Elastohydrodynamic lubrication analysis for the high-speed rolling bearing[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 1994, 15(12):1475-1477. (in Chinese)
- [4] 李锦标, 吴林丰. 高速滚子轴承的动力学分析[J]. 航空学报, 1992, 13(12):B625-B632.  
Li Jinbiao, Wu Linfeng. Dynamic analysis of high-speed rolling bearings[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 1992, 13(12):B625-B632. (in Chinese)
- [5] Bai C Q, Xu Q Y. Dynamic model of ball bearings with internal clearance and waviness[J]. Journal of Sound and Vibration, 2006, 294:23-28.

- [6] 罗祝三, 吴林丰, 孙心德. 轴向受载的高速球轴承的拟动力学分析[J]. 航空动力学报, 1996, 11(3): 257-260.  
Luo Zhusan, Wu Linfeng, Sun Xinde. Qusai-dynamic analysis of high speed thrust ball bearings[J]. Journal of Aerospace Power, 1996, 11(3):257-260. (in Chinese)
- [7] Xu Y Z, Jiang S Y. Dynamic characteristics of high speed angular-contact ceramic ball bearing[J]. Journal of South-east University, English Edition, 2004, 20(3):319-323.
- [8] 唐云冰, 高德平, 罗贵火. 航空发动机高速滚珠轴承力学特性分析与研究[J]. 航空动力学报, 2006, 21(2): 354-360.  
Tang Yunbing, Gao Deping, Luo Guihuo. Research of aero-engine high-speed ball bearing[J]. Journal of Aerospace Power, 2006, 21(2):354-360. (in Chinese)
- [9] Wang Y S, Yang B Y, Wang L Q. Investigation into the traction coefficient in elastohydrodynamic lubrication[J]. Tribotest, 2004, 11(2): 113-124.
- [10] 王燕霜, 杨伯原, 王黎钦. 4106 航空润滑油拖动特性研究[J]. 摩擦学学报, 2004, 24(2): 156-159.  
Wang Yanshuang, Yang Boyuan, Wang Liqin. Traction

behavior of 4106 aviation lubricating oil[J]. Tribology, 2004, 24(2): 156-159. (in Chinese)

- [11] Gupta P K. Advanced dynamics of rolling elements[M]. New York: Springer-Verlag, 1984.

#### 作者简介:



王黎钦(1964—) 男, 博士, 教授, 博士生导师。主要研究方向: 极苛刻工况摩擦学和高性能陶瓷轴承技术。

Tel: 0451-86402012

E-mail: lqwang@hit.edu.cn



崔立(1981—) 男, 博士研究生。主要研究方向: 滚动轴承和转子动力学的研究。

E-mail: mechcui@163.com

(责任编辑: 蔡斐)