

高速圆柱滚子轴承保持架动力学特性分析

邓四二, 顾金芳, 崔永存, 孙朝阳
(河南科技大学 机电工程学院, 河南 洛阳 471003)

摘 要: 建立了高速圆柱滚子轴承动力学微分方程, 采用精细积分法和预估-校正 Adams-Bashforth-Moulton 多步法相结合的算法, 对高速圆柱滚子轴承动力学微分方程进行求解, 并对保持架的动力学特性进行了理论分析. 结果表明: 过大的保持架间隙比不利于保持架稳定运转; 在一个套圈固定、另一个套圈工作状态下, 保持架引导方式采用旋转套圈引导时, 保持架打滑率较低; 保持架采用外引导方式时保持架质心运动较为稳定; 在内外圈同向旋转且外圈转速高于内圈转速条件下, 保持架采用外引导方式时, 保持架打滑率较低; 在内外圈反向旋转且外圈转速高于内圈转速条件下, 保持架质心轨迹变得不规则; 保持架采用外引导方式时, 保持架打滑率为负值.

关 键 词: 圆柱滚子轴承; 保持架引导方式; 保持架动态特性; 保持架打滑率; 保持架质心轨迹
中图分类号: V233.45 **文献标志码:** A

Analysis on dynamic characteristics of cage in high-speed cylindrical roller bearing

DENG Si-er, GU Jin-fang, CUI Yong-cun, SUN Chao-yang

(School of Mechatronics Engineering,
Henan University of Science and Technology, Luoyang Henan 471003, China)

Abstract: Dynamic differential equation of a high-speed cylindrical roller bearing was established. Fine integral method and predict-correct Adams-Bashforth-Moulton multi-step method were used to solve the dynamic differential equations of high-speed cylindrical roller bearing. Then the dynamic characteristics of cage were analyzed and discussed. The result shows: it's unlikely to keep stable rotation of cage when the ratio of pocket clearance to guiding clearance becomes too large; when one of the rings is fixed, the other is working and the cage guided by the rotating ring has lower slip ratio; it is helpful for stable mass center motion of cage when the cage is guided by outer ring; when the bearing is co-rotating and its outer ring's speed is larger than its inner ring's speed, the cage is guided by outer ring, and the cage has lower slip ratio; when the bearing is counter-rotating and its inner ring's speed is smaller, mass center trajectory of cage becomes irregular; the value of cage slip ratio becomes negative when the cage is guided by outer ring.

Key words: cylindrical roller bearing; guiding type of cage;
dynamic characteristics of cage; cage slip ratio;
mass center trajectory of cage

收稿日期:2012-11-16

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、博士生导师,博士,研究方向为滚动轴承设计及理论.
E-mail:dse@mail.haust.edu.cn

对于航空发动机主轴轴承所使用的高速圆柱滚子轴承,其失效不仅是疲劳破坏,更多情况下是由于滚动轴承的保持架运动不稳定性引起保持架的早期破坏以及滚子打滑引起的内圈滚道磨损.而中介轴承作为航空发动机上一种特殊的主轴轴承,连接高低压转子,内外圈随着高低压转子转动,使高低压转子在中介轴承处实现机械耦合^[1-2].然而由于中介轴承运动的复杂性,关于中介轴承的动态特性分析软件很少.国外自 20 世纪 60 年代,已开始进行中介轴承动力学动态模拟技术的研究^[3-5],目前国内学者对中介轴承的研究有:邓四二等^[6]考虑滚动轴承动力学和转子动力学在中介轴承处的耦合效应,利用有限元法对双转子-滚动轴承耦合系统进行动态特性研究,讨论圆柱滚子中介轴承游隙和滚子个数及支承轴承参数对转子系统的影响;胡绚等^[7-8]针对内外圈同向旋转和内外圈反向旋转的两种航空发动机圆柱滚子中介轴承,运用拟静力学法分析了保持架转速和滚子自转转速随径向负荷的变化规律;崔立等^[9]基于拟动力学理论,给出了非圆滚道轴承动态性能分析的方法,分析了工况和结构参数对高速滚子轴承动态特性的影响规律.

本文在滚动轴承动力学基础上,建立高速圆柱滚子轴承(以下简称圆柱滚子轴承)动力学微分方程,采用精细积分法和预估-校正 Adams-Bashforth-Moulton 多步法相结合的算法,对航空发动机圆柱滚子轴承动力学微分方程进行求解,并在 ADAMS (automatic dynamic analysis of mechanical systems) 通用仿真软件平台环境下,开发了航空发动机圆柱滚子轴承动力学仿真分析软件,在此基础上,对不同保持架引导方式下圆柱滚子轴承动力学特性进行了分析,该研究可为航空发动机转子系统设计和应用提供理论依据.

1 圆柱滚子轴承动力学分析模型

本文研究油润滑的圆柱滚子轴承,保持架由内圈或外圈引导.假设轴承零件的工作表面具有理想的几何形状,形心与质心重合.

为建立轴承内部各运动零件的动力学方程,首先需描述它们的几何运动特性以及受力关系.

1.1 运动分析

以内外圈同向旋转(外圈角速度大于内圈角速度)为例,假设滚子中心固定,各零件的运动关系与实际运动等效.设内圈以角速度 Ω_i 旋转,外

圈以角速度 Ω_o 旋转,滚子与保持架以公转速度 Ω_m 旋转,第 j 个滚子以自转角速度 ω_{bj} 旋转.

由图 1 可知:第 j 个滚子与内、外滚道接触处的相对滑动速度分别为

$$V_{ij} = \frac{1}{2} d_m [(1 - \gamma)(\Omega_m - \Omega_i) - \gamma\omega_{bj}] \quad (1)$$

$$V_{oj} = \frac{1}{2} d_m [(1 + \gamma)(\Omega_o - \Omega_m) - \gamma\omega_{bj}] \quad (2)$$

式中 d_m 为轴承节圆直径; $\gamma = D_w/d_m$, 为无量纲几何参数; D_w 为滚子直径;下标 i, o 分别表示内、外套圈(下同).

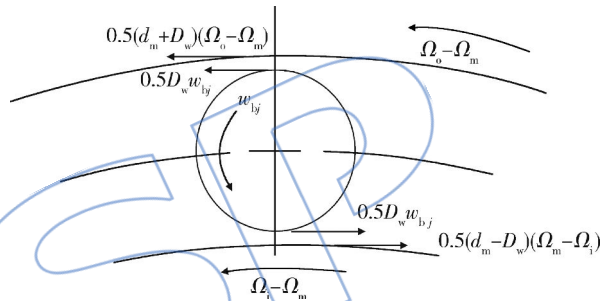


图 1 滚子轴承的相对运动关系

Fig. 1 Relative kinetic relationship of rolling bearing

第 j 个滚子与内、外滚道接触处的表面平均速度为

$$U_{ij} = \frac{1}{4} d_m [(1 - \gamma)(\Omega_m - \Omega_i) + \gamma\omega_{bj}] \quad (3)$$

$$U_{oj} = \frac{1}{4} d_m [(1 + \gamma)(\Omega_o - \Omega_m) + \gamma\omega_{bj}] \quad (4)$$

将各速度无量纲化,表示为

$$\bar{V}_{ij} = \frac{\eta V_{ij}}{E_0 R_i} \quad \bar{V}_{oj} = \frac{\eta V_{oj}}{E_0 R_o}$$

$$\bar{U}_{ij} = \frac{\eta U_{ij}}{E_0 R_i} \quad \bar{U}_{oj} = \frac{\eta U_{oj}}{E_0 R_o}$$

式中 R_i, R_o 分别为内外圈接触处的当量曲率半径; E_0 为当量弹性模量; η 为大气压力和环境温度下润滑油的动力黏度.

1.2 受力分析

建立保持架的动力学模型,首先分析保持架的受力及滚子、滚道的受力.

1.2.1 滚子与滚道的接触力

本文在参考国内外相关文献基础上,使用滚子切片法精确计算滚子与滚道间的接触力.根据经典赫兹弹性接触理论及 Palmgren 研究结果,第

j 个滚子第 m 个切片上的接触力为

$$\bar{q}_{jm}^k = \begin{cases} \frac{(\delta_{jm}^k)^{1.11}}{A^{1.11} L^{0.11}} & \delta_{jm}^k > 0 \\ 0 & \delta_{jm}^k \leq 0 \end{cases} \quad (5)$$

式中 k 为 o, i 分别对应于外滚道、内滚道(下同); A 为弹性变形量与外载荷之间的系数, $A = 1.36 \eta^{0.9}$; η 为两物体综合弹性模量, 单位为 N/mm^2 ; L 为滚子有效接触长度, 单位为 mm ; δ_{jm}^k 为根据 Gupta 方法计算得到的接触弹性变形量, 单位为 mm .

以倾斜后的滚子和内圈的相互作用模型为例, 如图 2 所示. 图中 r_{jm}^i 表示第 j 个滚子第 m 个切片与内滚道间的距离. 则第 j 个滚子第 m 个切片与内滚道的接触变形为

$$\delta_{jm}^i = \begin{cases} |r_{jm}^i| - C_m - h_{jm}^i & r_{jm}^i \leq 0 \\ 0 & r_{jm}^i > 0 \end{cases} \quad (6)$$

式中 C_m 为第 m 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尺寸, 如图 2 所示; h_{jm}^i 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[10].

综上可得第 j 个滚子与内外滚道之间的法向作用力 N_j^k 为

$$\begin{aligned} N_j^i &= \sum_{m=1}^{N_p} (\delta_{jm}^i)^{1.11} \frac{\tau \omega}{L^{0.11} A^{1.11}} \\ j &= 1, \dots, N_z \\ N_j^o &= \sum_{m=1}^{N_p} (\delta_{jm}^o)^{1.11} \frac{\tau \omega}{L^{0.11} A^{1.11}} \\ j &= 1, \dots, N_z \end{aligned} \quad (7)$$

式中 ω 为滚子切片宽度, $\omega = L/N_p$; N_p 为切片个数; N_z 为滚子个数.

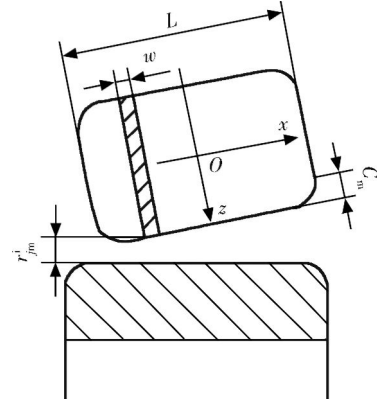


图 2 滚子与内圈相互作用模型

Fig. 2 Model of roller and inner ring interaction

本文研究油润滑的轴承, 考虑油膜的拖动作用, 即

$$T_j^k = \mu N_j^k \quad (8)$$

式中 μ 为油膜拖动系数.

假设滚子与滚道处于完全弹流润滑状态, 油膜拖动系数计算如下:

$$\mu = (A' + B's)e^{-C's} + D' \quad (9)$$

式中系数 A' , B' , C' , D' 为法向载荷、入口润滑温度和接触表面速度的函数, 具体数值见文献[11].

1.2.2 保持架与引导套圈的作用力

保持架与引导套圈之间的相互作用由润滑剂的流体动压效应所产生. 套圈引导表面与保持架定心表面可看成无限短厚油膜作用的轴颈轴承^[12], 由流体动压油膜的分布压力产生的作用于保持架的合力 F_c 采用 2 个正交分量 F'_{cy} 和 F'_{cz} 来描述, 如图 3 所示.

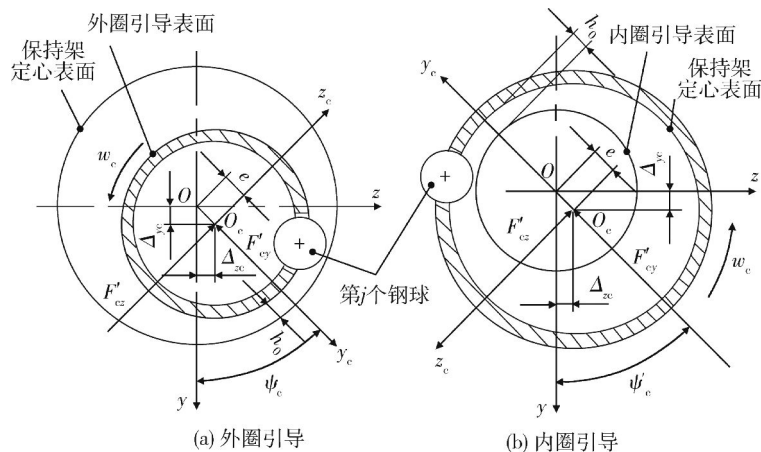


图 3 引导套圈与保持架接触模型

Fig. 3 Interaction model between guided ring and cage

$$F'_{cy} = \pm \eta u_l L_1^3 \epsilon^2 / [C_1^2 (1 - \epsilon^2)^2] \quad (10)$$

$$F'_{cz} = \mp \pi \eta u_l L_1^3 \epsilon / [4 C_1^2 (1 - \epsilon^2)^{3/2}] \quad (11)$$

其中当内圈引导时取上面的符号,且 $\psi_c = \psi'_c + \pi$; 当外圈引导时取下边的符号,且 $\psi_c = \psi'_c$.

保持架表面产生的摩擦力矩 M'_{cx} 表示为

$$M'_{cx} = 2\pi \eta V_1 R_1^2 L_1 / (C_1 \sqrt{1 - \epsilon^2}) \quad (12)$$

式中 $u_l = R_1(\omega_{l(o)} + \omega_c)$ 为润滑油牵连速度, $\omega_{l(o)}$ 表示内圈(外圈)转速; ω_c 表示保持架转速; R_1 为保持架定心表面半径; L_1 为保持架定心表面宽度; C_1 为保持架引导间隙尺寸; $\epsilon = e/C_1$ 为保持架中心的相对偏心率; e 为保持架中心相对量; $V_1 = R_1(\omega_{l(o)} - \omega_c)$ 为引导表面与定心表面相对滑动速度.

将作用力变换到轴承的固定坐标系中

$$\begin{Bmatrix} M_{cx} \\ F_{cy} \\ F_{cz} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \psi_c & -\sin \psi_c \\ 0 & \sin \psi_c & \cos \psi_c \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} M'_{cx} \\ F'_{cy} \\ F'_{cz} \end{Bmatrix} \quad (13)$$

式中 $\psi_c = \arctan(\Delta_{xc}/\Delta_{yc})$.

1.2.3 滚子与保持架的相互作用

滚子与保持架的相互作用模型主要考虑有滚子表面与保持架兜孔接触变形以及由于保持架转速与滚子公转角速度不一致而引起的法向作用力 Q_{cj} , 切向摩擦力 $\mu_c Q_{cj}$ 以及保持架表面和端部的阻滞力矩 M_c .

滚子表面与保持架兜孔间的接触变形量根据滚子几何中心与兜孔中心的位移判定,当滚子中心超前于保持架中心时,滚子受到保持架阻力,反之受到保持架推力,则法向作用力 Q_{cj} 为

$$Q_{cj} = \begin{cases} 0 & z_{cj} \leq C_p \\ K_n(z_{cj} - C_p)^{1.5} & z_{cj} > C_p \end{cases} \quad (14)$$

式中 z_{cj} 为第 j 个滚子中心相对于对应兜孔中心的位移; K_n 为滚子和保持架兜孔接触处的负荷-变形常量,其计算方法可参考文献[13]; $C_p = 0.5(D_p - D_w)$, 为保持架兜孔间隙尺寸; D_p 为兜孔名义直径.

由于保持架兜孔表面粗糙度较大,摩擦力计算参考边界润滑模型,则摩擦因数 μ_c

$$\mu_c = (-0.1 + 22.28s)e^{-181.46} + 0.1 \quad (15)$$

式中 s 为滑滚比.

保持架表面和端部的阻滞力矩 M_c 是由保持架运动造成周围的油气混合物的剪切作用引起,即 $M_c = T_1 + T_2$. 其中作用保持架圆柱表面的阻滞力矩 T_1 可表示为

$$T_1 = \tau_w A_{cage} r_{cage} \quad (16)$$

作用保持架侧面的阻滞力矩 T_2 可表示为

$$T_2 = \frac{1}{2} \rho \Omega_m^2 r_{cage}^5 C_n \quad (17)$$

$$C_n = \begin{cases} \frac{3.87}{(Re_w)^{\frac{1}{2}}} & Re_w \leq 300\,000 \\ \frac{0.146}{(Re_w)^{\frac{1}{5}}} & Re_w > 300\,000 \end{cases} \quad (18)$$

式中 r_{cage} 为保持架非引导面半径; A_{cage} 为保持架外圆柱面的表面积; ρ 为油气混合物密度; τ_w , Re_w 分别为外圆柱面上的切应力和雷诺数,计算方法见文献[14].

1.3 圆柱滚子轴承轴承载动力学方程

对于圆柱滚子轴承,滚子和保持架的受力情况如图4、图5所示. 根据滚子、保持架的受力情况,可建立圆柱滚子轴承动力学微分方程组.

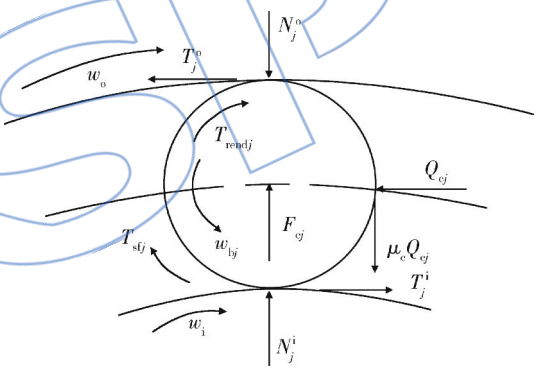


图4 滚子受力图

Fig. 4 Forces and moments acting on roller

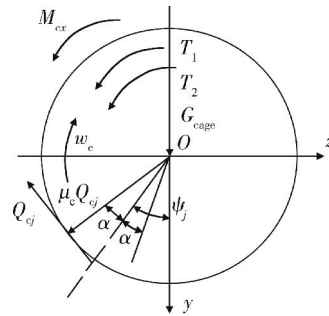


图5 保持架受力图

Fig. 5 Forces and moments acting on cage

1) 滚子动力学微分方程组

$$\begin{aligned} m_b \ddot{y}_{bj} &= (N_j^i - N_j^o) \cos \varphi_j + \\ & (T_j^o - T_j^i) \sin \varphi_j + Q_{cj} \sin(\alpha + \varphi_j) - \\ & \mu_c Q_{cj} \cos(\alpha + \varphi_j) - F_c \end{aligned} \quad (19)$$

$$\begin{aligned} m_b \ddot{z}_{bj} &= (N_j^o - N_j^i) \sin \varphi_j + \\ & (T_j^o - T_j^i) \cos \varphi_j + Q_{cj} \cos(\alpha + \varphi_j) + \\ & \mu_c Q_{cj} \sin(\alpha + \varphi_j) \end{aligned} \quad (20)$$

$$I_x \dot{\omega}_{b,j} = \frac{1}{2} D_w T_j^o + \frac{1}{2} D_w T_j - T_{sfj} - T_{rendj} - \frac{1}{2} D_w \mu_c Q_{cj} - J_x \frac{d\omega_{b,j}}{dt} \quad (21)$$

式中 m_b 为滚子质量; φ_j 为第 j 个滚子位置角; $\ddot{y}_{b,j}, \ddot{z}_{b,j}$ 为第 j 个滚子沿全局坐标系 y, z 轴上的质心位移加速度; I_x 为滚子的转动惯量; $\omega_{b,j}, \dot{\omega}_{b,j}$ 为第 j 个滚子绕自身轴旋转运动的角速度和角加速度; F_{cj} 为第 j 个滚子的离心力; T_{sfj}, T_{rendj} 为第 j 个滚子表面和端部阻力矩。

2) 保持架动力学微分方程组

$$m_c \ddot{y}_c = \sum_{j=1}^{N_z} [-Q_{cj} \sin(\varphi_j + \alpha) + \mu_c Q_{cj} \cos(\varphi_j + \alpha)] + F_{cy} + G_c \quad (22)$$

$$m_c \ddot{z}_c = \sum_{j=1}^{N_z} [-Q_{cj} \cos(\varphi_j + \alpha) - \mu_c Q_{cj} \sin(\varphi_j + \alpha)] + F_{cz} \quad (23)$$

$$I_c \dot{\omega}_c = -\frac{1}{2} d_m \sum_{j=1}^{N_z} Q_{cj} + T_1 + T_2 + M_{cx} \quad (24)$$

式中 m_c 为保持架质量; $\ddot{y}_c, \ddot{z}_c$ 为保持架质心位移加速度; I_c 为保持架极惯性矩; G_c 为保持架重力; $\dot{\omega}_c$ 为保持架旋转角加速度。

1.4 圆柱滚子轴承动力学方程求解

基于前述轴承各元件相互作用力模型,在动力学分析软件 ADAMS 中建立圆柱滚子轴承虚拟样机模型^[15],通过 FORTRAN 语言编写各作用力子程序,与 ADAMS 求解器相连接,最后采用精细积分法和预估-校正 Adams-bashforth-mouhon 多步法相结合的算法,对圆柱滚子轴承动力学微分方程进行求解,步骤如下:

- 1) 将系统的约束方程进行矩阵的满秩分解。
- 2) 用 Adams-Bashforth 显式公式,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精度,用 Adams-Moulton 隐式公式对预估值校正,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,否则减小积分步长,重复 2) 直到满足精度要求。

2 计算结果与分析

本文以某高速圆柱滚子轴承为例(轴承具体参数见表 1,研究不同保持架引导方式对圆柱滚子轴承保持架运动的影响。

表 1 轴承参数

Table 1 Parameters of bearings

参数	数值
轴承外径/mm	122
轴承内径/mm	82
轴承宽度/mm	19
滚子个数	22
滚子直径/mm	10
滚子全长/mm	10

对于内(外)圈固定时,保持架打滑率 S_c 定义为

$$S_c = \left(1 - \frac{\Omega_m}{\Omega'_m} \right) \times 100\% \quad (25)$$

式中 Ω'_m 为保持架的理想转速。

基于中介轴承(内外圈同向旋转和内外圈反向旋转)的运动特点,保持架打滑率 S_c 定义采用文献[7]的判断标准,即为

$$S_c = \left(1 - \frac{\Omega_m + \Omega_o}{\Omega'_m + \Omega'_o} \right) \times 100\% \quad (26)$$

假设轴承承受径向载荷为 2000 N,轴承内部游隙为 $10 \mu\text{m}$,滚子-保持架兜孔间隙恒定为 0.24 mm。间隙变化以间隙比 c 表示,定义为保持架兜孔间隙与保持架-引导套圈间隙之比。在兜孔间隙恒定的情况下,间隙比 c 在 0.6~2.0 变化。使用润滑油型号为 MIL-L-7808。

2.1 内圈旋转,外圈固定

图 6~图 8 所示为在轴承外圈固定,内圈转速为 10000 r/min,不同保持架引导方式下保持架质心轨迹及保持架打滑率变化趋势。

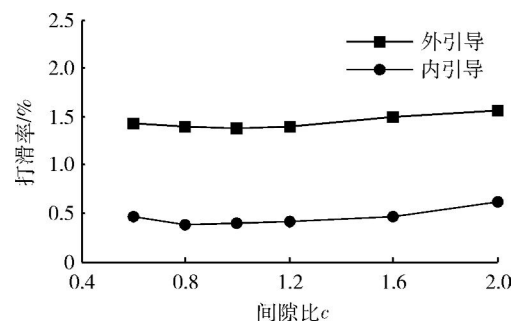
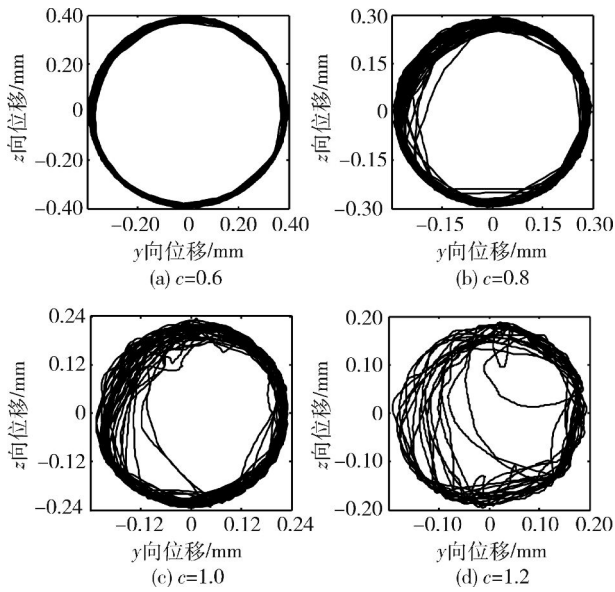
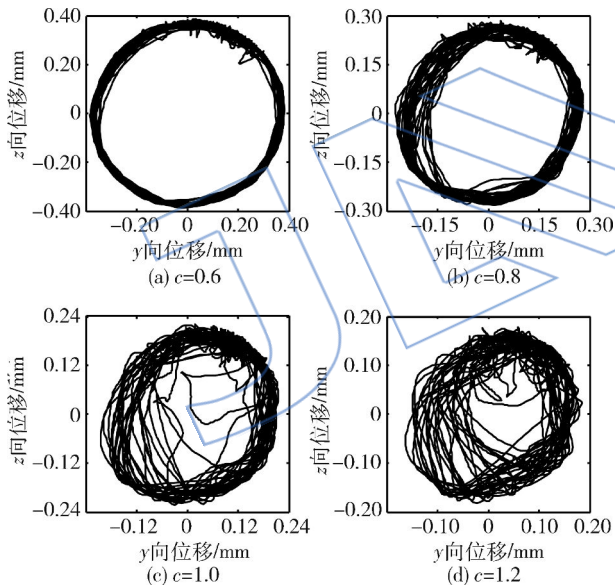


图 6 保持架打滑率 ($\Omega = 10000 \text{ r/min}$)

Fig. 6 Cage slip ratio ($\Omega = 10000 \text{ r/min}$)

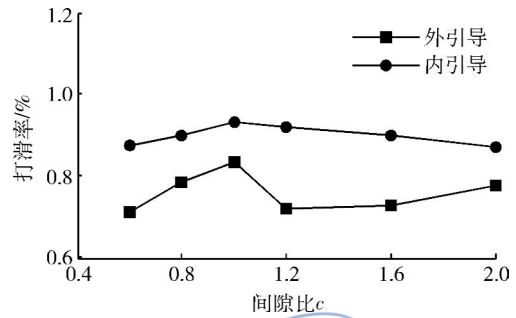
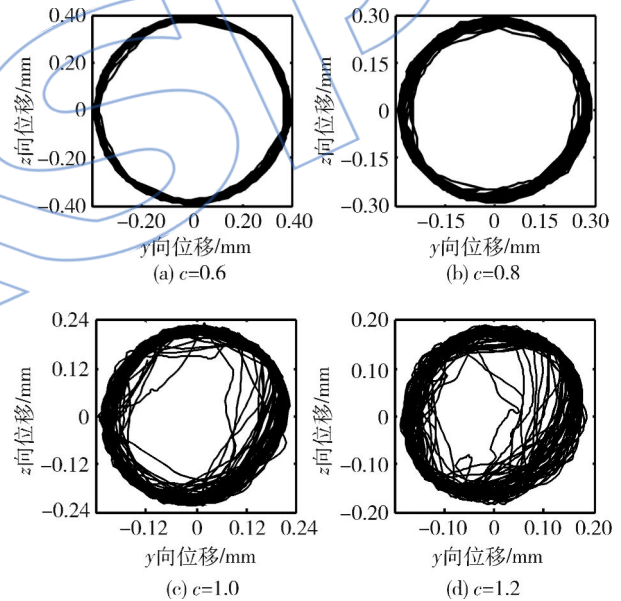
图7 外引导下保持架质心轨迹 ($\Omega_0 = 10000$ r/min)Fig. 7 Mass center trajectory of cage guided by outer ring ($\Omega_0 = 10000$ r/min)图8 内引导下保持架质心轨迹 ($\Omega_0 = 10000$ r/min)Fig. 8 Mass center trajectory of cage guided by inner ring ($\Omega_0 = 10000$ r/min)

由图6~图8可得以下结论:①不同间隙比下,保持架打滑率的变化不明显;②对于外圈固定,内圈旋转的情况,外引导的打滑率大于内引导的打滑率,但外引导下保持架质心运动轨迹更为稳定;③在两种引导方式下,间隙比 $c < 1$ 时的保持架质心轨迹基本为圆形,比较规则;间隙比 $c > 1$ 时的保持架质心轨迹变得混乱,则说明过大的保持架间隙比不利于保持架稳定运动,设计时应严格控制保持架间隙比的取值.这是因为随着间隙比增大,保持架引导间隙减小,保持架与引导套

圈间发生不连续的接触,保持架运动变得不规则.

2.2 内圈固定,外圈旋转

图9~图11所示为在轴承内圈固定,外圈转速为10000 r/min,不同保持架引导方式下保持架质心轨迹及保持架打滑率的变化规律.

图9 保持架打滑率 ($\Omega_0 = 10000$ r/min)Fig. 9 Cage slip ratio ($\Omega_0 = 10000$ r/min)图10 外引导下保持架质心轨迹 ($\Omega_0 = 10000$ r/min)Fig. 10 Mass center trajectory of cage guided by outer ring ($\Omega_0 = 10000$ r/min)

由图9~图11可得以下结论:①不同间隙比下,保持架打滑率的变化不明显;②对于内圈固定,外圈旋转的情况,外引导的打滑率大于内引导的打滑率,但外引导下保持架质心运动轨迹更为稳定;③在两种引导方式下,间隙比对保持架质心轨迹的影响规律与2.1节相同.

2.3 同向旋转

假设轴承内外圈同向旋转,内圈与低压转子连接,转速为10000 r/min,外圈与高压转子连接,转速为12000 r/min.

图12~图14所示为不同保持架引导方式下

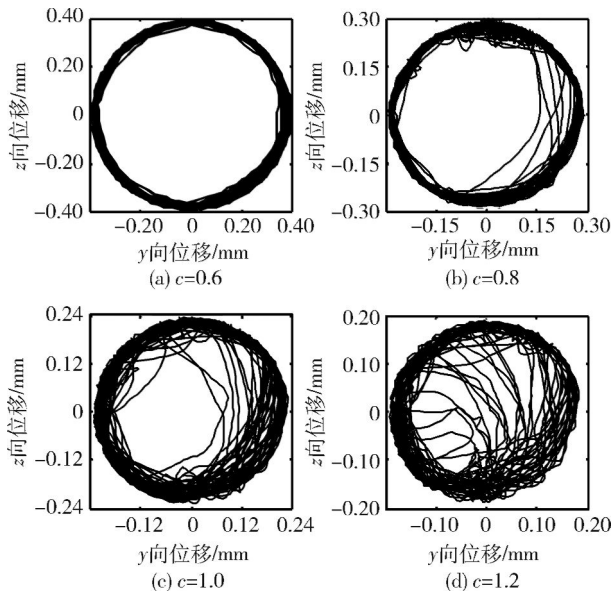
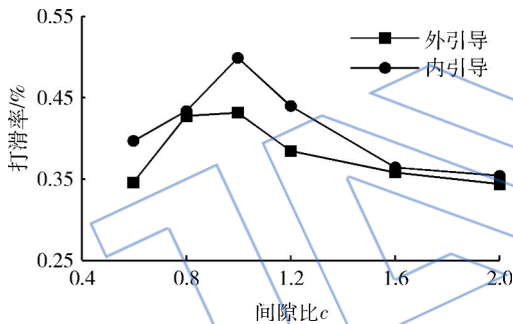
图 11 内引导下保持架质心轨迹 ($\Omega_0 = 10000 \text{ r/min}$)Fig. 11 Mass center trajectory of cage guided by inner ring ($\Omega_0 = 10000 \text{ r/min}$)

图 12 保持架打滑率 (内外圈同向旋转)

Fig. 12 Cage slip ratio (co-rotating)

保持架质心轨迹、保持架打滑率的变化趋势。

由图 12~图 14 可知:保持架打滑率随着间隙比呈现先升高后降低的趋势,在 $c = 1.0$ 时,保持架打滑率最大;对于内外圈同向旋转,且外圈转速大于内圈转速的情况,外引导的打滑率低于内引导的打滑率,这是因为在内外圈同向旋转,且外圈转速大于内圈转速时,保持架理想转速较大,轴承采用外引导时,保持架与引导套圈间的摩擦力矩为牵引力矩,使保持架实际转速更接近理想转速,进而外引导保持架打滑率较低;两种引导方式下保持架质心轨迹随着间隙比的变化趋势与 2.1 节和 2.2 节相同,但引导方式对保持架质心轨迹影响不明显。

2.4 反向旋转

假设轴承内外圈反向旋转,且内圈转速低于外圈转速,内圈转速为 10000 r/min ,外圈转速为 12000 r/min . 图 15 所示为当间隙比 $c = 0.8$ 时,引导方式对保持架打滑率的影响。

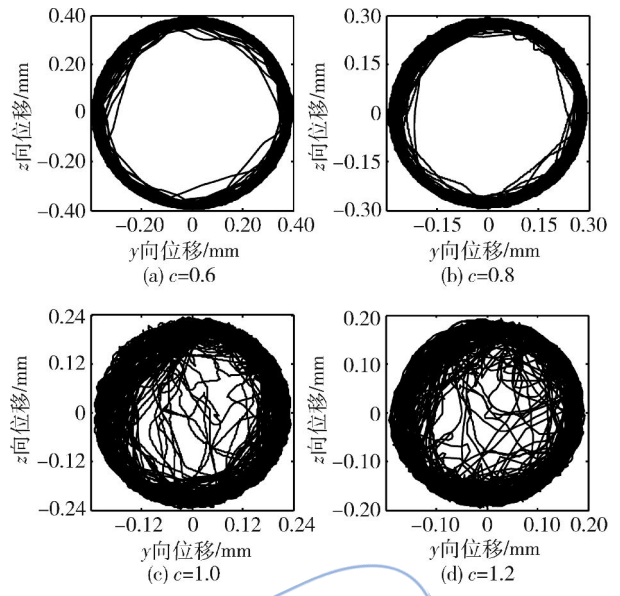


图 13 外引导下保持架质心轨迹 (内外圈同向旋转)

Fig. 13 Mass center trajectory of cage guided by outer ring (co-rotating)

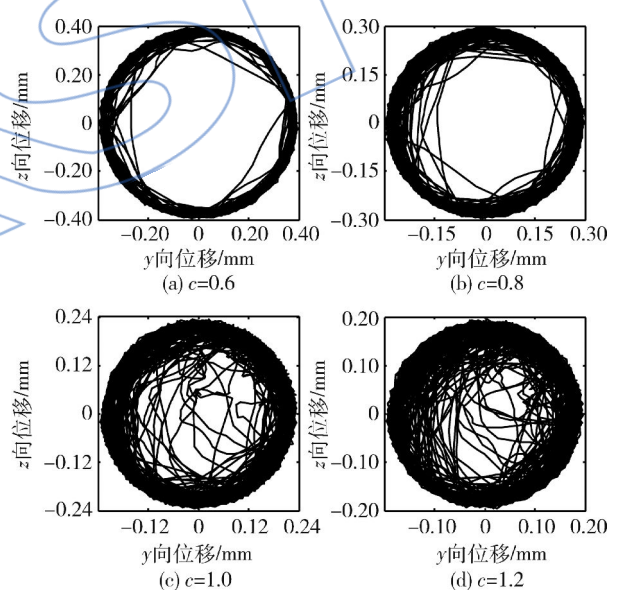


图 14 内引导下保持架质心轨迹 (内外圈同向旋转)

Fig. 14 Mass center trajectory of cage guided by inner ring (co-rotating)

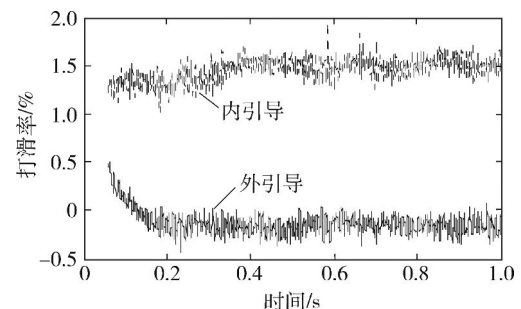


图 15 保持架打滑率 (内外圈反向旋转)

Fig. 15 Cage slip ratio (counter-rotating)

由图15可知:以外圈旋转方向为正方向,在轴承内外圈反向旋转,且内圈转速低于外圈转速的工作状态下,外引导时出现保持架负打滑率的现象,主要是因为内外圈反向旋转,保持架转速大大降低,引导套圈对保持架的摩擦力矩为牵引力矩,与保持架旋转方向相同,对保持架起提速作用,且保持架受到的油气阻力矩减小,进而外引导下保持架打滑率为负值。

图16~图17所示为不同保持架引导方式对保持架质心轨迹的影响。由图看出:当内外圈反向

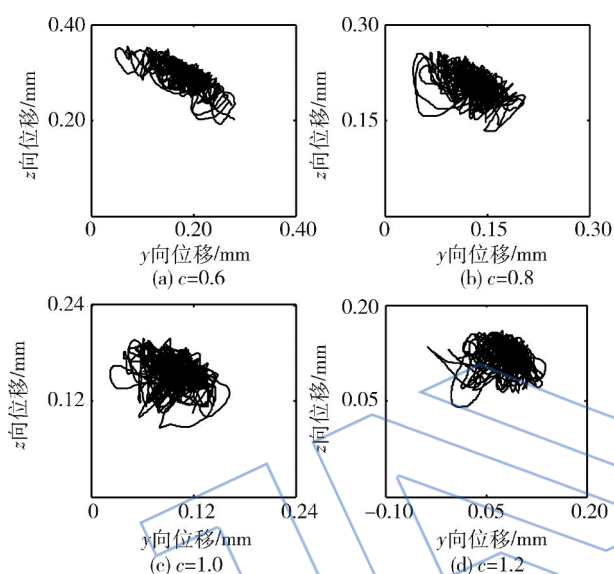


图16 外引导下保持架质心轨迹(内外圈反向旋转)

Fig. 16 Mass center orbits of trajectory guided by outer ring(counter-rotating)

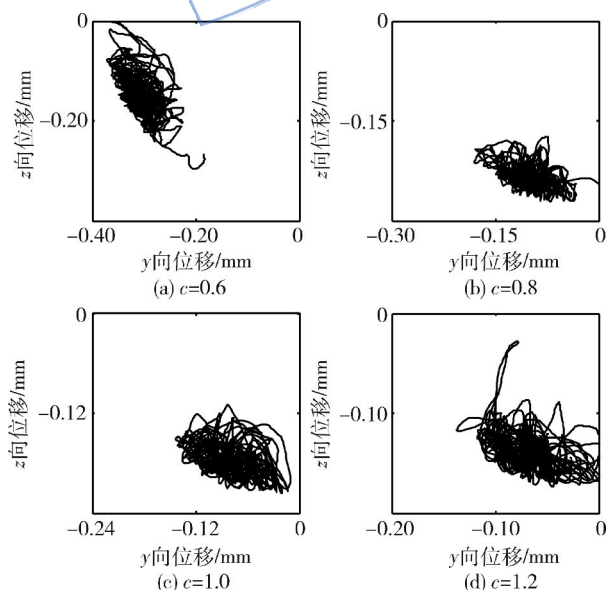


图17 内引导下保持架质心轨迹(内外圈反向旋转)

Fig. 17 Mass center trajectory of cage guided by inner ring (counter-rotating)

旋转,两种引导方式下的保持架质心轨迹均比较混乱,偏向一侧,主要是因为内外圈反向旋转时,保持架转速大大降低,润滑油拖动速度减小,流体动压油膜产生的作用于保持架的合力减小,套圈引导作用降低。

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,对高速圆柱滚子轴承进行了分析,研究了不同保持架引导方式下高速圆柱滚子轴承保持架动态响应的影响规律,主要结论如下:

1) 在有一个套圈固定的工作方式下,外圈旋转外引导相较于外圈内引导打滑率低,内圈旋转内引导相较于内圈外引导打滑率低。

2) 在有一个套圈固定的工作方式下,间隙比 $c < 1$ 时的保持架质心轨迹基本为圆形,比较规则;间隙比 $c > 1$ 时的保持架质心轨迹变得混乱;相较于内引导,外引导时保持架旋转稳定。

3) 在同向旋转的工作方式下,外引导的保持架打滑率低于内引导的保持架打滑率;保持架引导方式对保持架质心运转影响不明显。

4) 在反向旋转的工作方式下,外引导的保持架打滑率为负值;两种引导方式下的保持架质心轨迹变得不规则,且偏向一侧。

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 P K. Advanced dynamics of rolling elements[M]. New York: Springer-Verlag, 1984.
- [4] Brown P F. Mainshaft high speed cylindrical roller bearings for gas turbine engine[R]. NASA AD A052351, 1977.
- [5] Harris T A. An analytical method to predict skidding in high speed roller bearings[J]. American Society of Lubrication Engineers Transaction, 1966, 9(3): 229-241.
- [6] 邓四二,贺凤翔,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):2386-2395.
DENG Sier, HE Fengxiang, YANG Haisheng, et al. Analysis on dynamic characteristics of a dual rotor-rolling bear-

- ing coupling system for aero-engine[J]. Journal of Aerospace Power, 2010, 25(10): 2386-2395. (in Chinese)
- [7] 胡绚, 罗贵火, 高德平, 等. 圆柱滚子中介轴承拟静力学分析[J]. 航空动力学报, 2006, 21(6): 1069-1074.
- HU Xuan, LUO Guihuo, GAO Deping, et al. Quasi-static analysis of cylindrical roller intershaft bearing[J]. Journal of Aerospace Power, 2006, 21(6): 1069-1074. (in Chinese)
- [8] 胡绚, 罗贵火, 高德平. 航空发动机中介轴承的特性分析[J]. 航空动力学报, 2007, 22(3): 439-443.
- HU Xuan, LUO Guihuo, GAO Deping. Performance analysis of aero-engine intershaft bearing [J]. Journal of Aerospace Power, 2007, 22(3): 439-443. (in Chinese)
- [9] 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 bearing [J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2008, 29(2): 492-498. (in Chinese)
- [10] Harris T A, Kotzalas M N. 滚动轴承分析: 第2卷[M]. 罗继伟, 马伟, 译. 5版. 北京: 机械工业出版社, 2010: 8-13.
- [11] WANG Yanshuang, YANG Boyuan, WANG Liqin. Investigation into the traction coefficient in elasto-hydrodynamic lubrication[J]. Tribotest, 2004, 11(2): 113-124.
- [12] Klecker R J. High speed cylindrical roller bearing analysis SKF computer program "CYBEAN": Vol I-II [R]. NASA-CP-3334, 1981.
- [13] 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: 103-104.
- [14] 杜辉, 周彦伟, 邓四二, 等. 高速圆柱滚子轴承零件间相互作用力瞬态动力学分析[J]. 轴承, 2005(9): 9-12, 15.
- DU Hui, ZHOU Yanwei, DENG Sier, et al. Transient dynamics analysis on interaction between components of high speed cylindrical roller bearings[J]. Bearing, 2005(9): 9-12, 15. (in Chinese)
- [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.