

斜面兜孔圆柱滚子轴承的高速防打滑特性

刘延斌^{1,2}, 张占立^{1,2}, 刘红彬^{1,2}

- (1. 河南科技大学 机电工程学院, 河南 洛阳 471003;
2. 河南科技大学 机械装备先进制造河南省协同创新中心, 河南 洛阳 471003)

摘 要: 为解决航空发动机主轴圆柱滚子轴承的打滑问题,提出一种具有斜面兜孔结构的圆柱滚子轴承,并对其高速防打滑特性展开研究。利用 Hertz 接触理论及弹流润滑、流体动力润滑的经验公式,建立了滚子-内外套圈滚道、兜孔-滚子、保持架-外圈引导面的接触模型。运用多体运动学及牛顿-欧拉动力学理论,建立了轴承径向平面内的三自由度动力学模型,在此基础上,利用龙格库塔数值积分法进行了轴承的动力学数值仿真,探讨了兜孔前后壁倾角对轴承打滑的影响规律,分析了兜孔前壁倾角为 5°、后壁倾角为 10°下轴承的高速打滑特性,结果表明:兜孔的前后壁倾角对轴承打滑有显著影响,通过对其进行优化,可有效抑制轴承的高速打滑。

关 键 词: 圆柱滚子轴承; 斜面兜孔; 接触模型; 动力学模型; 高速打滑
中图分类号: V233.4⁺5; TH113 **文献标志码:** A

High-speed skidding suppression characteristics of cylindrical roller bearing with beveled cage pocket

LIU Yanbin^{1,2}, ZHANG Zhanli^{1,2}, LIU Hongbin^{1,2}

- (1. School of Mechatronics Engineering,
Henan University of Science and Technology, Luoyang Henan 471003, China;
2. Collaborative Innovation Center of Machinery Equipment Advanced Manufacturing
of Henan Province, Henan University of Science and Technology,
Luoyang Henan 471003, China)

Abstract: In order to solve skidding problem of aero-engine mainshaft cylindrical roller bearing, a cylindrical roller bearing with beveled cage pocket was proposed, and its high-speed skidding suppression characteristics was researched. By use of the Hertz contact theory, elastohydrodynamic lubrication and hydrodynamic lubrication formulas, contact model between roller and inner/outer ring races, contact model between cage pocket and roller, and contact model between cage and guiding surface of outer ring were built, and based on multi-body kinematics and the Newton-Euler dynamics theory, three degree of freedom bearing dynamics model in the bearing radial plane was built. On this basis, using the Runge-Kutta numerical integration method, bearing dynamics numerical simulations were carried out, influence laws on bearing skidding by inclination angles of the front and rear walls of cage pocket were discussed, and bearing high-speed skidding characteristics was analyzed in case of

收稿日期:2019-08-29
基金项目:河南省自然科学基金(182300410273)
作者简介:刘延斌(1971—),男,教授、硕士生导师,博士,主要从事滚动轴承动力学研究。
引用格式:刘延斌,张占立,刘红彬. 斜面兜孔圆柱滚子轴承的高速防打滑特性[J]. 航空动力学报,2020,35(1):162-168. LIU Yanbin,ZHANG Zhanli,LIU Hongbin. High-speed skidding suppression characteristics of cylindrical roller bearing with beveled cage pocket[J]. Journal of Aerospace Power,2020,35(1):162-168.

inclination angle of the front wall of cage pocket was equal to 5° and inclination angle of the rear wall was equal to 10° , and the simulation results show: influence on bearing high-speed skidding by inclination angles of the front and rear walls of cage pocket is remarkable, and by optimizing this two inclination angles, bearing high-speed skidding can be effectively controlled.

Key words: cylindrical roller bearing; beveled cage pocket; contact model; dynamics model; high-speed skidding

航空发动机的主轴轴承近一半采用了圆柱滚子轴承支撑转子,但由于工作在高转速下(目前 DN 值已达到 $3 \times 10^6 \text{ mm} \cdot (\text{r}/\text{min})$ 以上,其中 D 为轴承内径, N 为轴承转速),因此极易发生轴承打滑(亦称保持架打滑),进而诱发滚动体和滚道间的油膜破坏、磨损加剧^[1],导致轴承过早失效、引发飞行事故。据统计,圆柱滚子轴承的打滑磨损和摩擦磨损占航空发动机轴承总故障数达 53.89%^[2],因此圆柱滚子轴承的打滑问题已成为航空发动机寿命和可靠性的主要瓶颈。

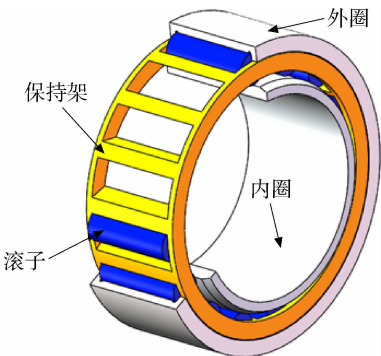
圆柱滚子轴承高速打滑的原因极为复杂, Harris^[3]研究了滚子轴承载荷、转速以及滚子数目对保持架打滑的影响。陈国定等^[4]研究了载荷、转速及滚子数目对滚子轴承打滑的影响。胡绚等^[5]研究了径向载荷、内外圈反向和同向旋转对滚子轴承打滑的影响。Takafumi 等^[6]在考虑滑油非牛顿特性和温升的情况下,研究了转速和载荷对保持架打滑率的影响。Kang 等^[7]对径向游隙、载荷和转速等影响因素及其影响规律进行了深入研究。Selvaraj 等^[8]则对转速、径向载荷、滑油黏度、滚子数及工作温度等影响因素及其影响规律进行了研究。张占立等^[9]研究了不同径向载荷下、不同周向位置处滚子自转速度和打滑的变化规律。刘红彬等^[10]研究了内圈转速、径向载荷和过盈配合产生的压力等因素对保持架打滑率的影响。邓四二等^[11]研究了内外圈转动方式、间隙比、保持架引导方式对滚子轴承保持架打滑率的影响。金海善等^[12]通过拟动力学模型分析了径向载荷对滚子轴承打滑的影响。毛宇泽等^[13]研究了径向负游隙对滚子轴承打滑的影响规律,结果表明负径向游隙能够有效降低轴承打滑率。Deng 等^[14]研究了三瓣波形非圆滚道、载荷、转速、外圈安装角等对滚子轴承打滑的影响规律。陈渭等^[15]从大系统角度通过动力学模型分析了带有挤压油膜阻尼器的滚子轴承的打滑特性,研究了轴承载荷、涡动半径、涡动频率等因素对轴承

打滑的影响机理。Han 等^[16]考虑滚子凸度、游隙等实际情况,通过动力学模型分析了径向载荷、弯矩载荷及时变载荷幅值等对轴承打滑的影响。刘延斌等^[17]研究了圆弧兜孔滚子轴承的打滑特性,结果表明兜孔弧面半径和弧面偏置角对轴承打滑有显著影响。总之,国内外对轴承工况、结构及滑油等打滑影响因素进行了大量研究,但对保持架兜孔形状的影响研究较少。

本文则提出一种具有斜面兜孔结构的圆柱滚子轴承,建立了轴承的动力学模型,通过数值仿真,研究了兜孔壁倾角对轴承打滑的影响,同时研究了兜孔壁倾角优化后的轴承的高速防打滑特性。

1 斜面兜孔圆柱滚子轴承的结构

图 1(a)为斜面兜孔圆柱滚子轴承的外观示意图,保持架采用外圈引导方式,保持架的兜孔壁采用了斜面结构,其结构及几何参数如图 1(b)、图 1(c)所示,其中兜孔前壁倾角以 β 表示,兜孔后壁倾角以 α 表示, O_r 为滚子中心的理想位置,参数 $R_0 = R_n + r_0 + \delta_0/2$, R_n 为内圈滚道的半径, r_0 为滚子的标称半径, δ_0 为径向游隙; σ 为滚子与兜孔间隙。这里假定轴承的内圈转速高于外圈,并且与兜孔壁正偏斜方向匹配的保持架转向如图 1(b)所示。



(a) 轴承外观示意图

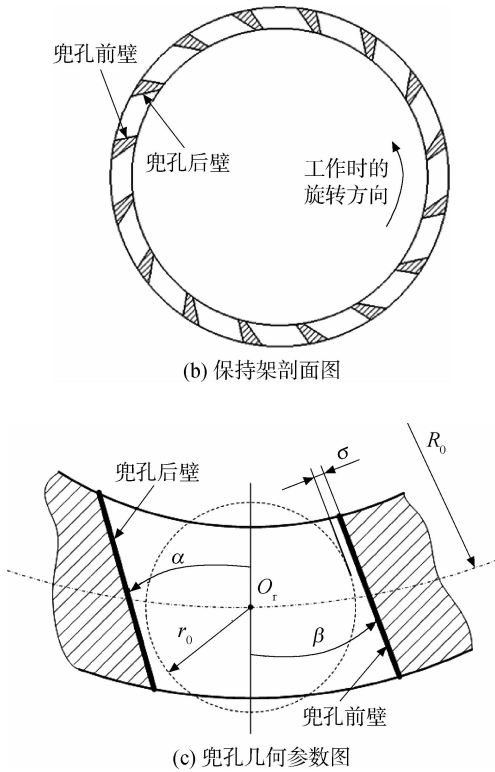


图 1 轴承结构示意图

Fig. 1 Structure sketch of bearing

2 轴承动力学模型

2.1 基本假设

圆柱滚子轴承工作时主要承受径向载荷,因此为简化计算,对轴承的动力学模型做如下假设:①轴承零件为刚体,零件接触时只产生局部变形;②滚子和保持架均具有三个自由度,绕轴线的一维转动以及在径向平面内的二维平动;③内圈具有径向平面三个自由度,其中转速给定;④外圈固定不动;⑤轴承内部温度已知。

2.2 接触副的接触变形

如图 2, F 为施加在轴承内圈上的径向载荷, O_n 为内圈中心, O_w 为外圈中心, O_b 为保持架中心, O_{ri} 为第 i ($i=1, 2, \dots, n$) 个滚子中心, 将惯性参考系 O_w - XY 与外圈固结, 其原点与外圈中心 O_w 重合。

1) 滚子与内圈滚道的接触变形

第 i 个滚子与内圈滚道的最小间隙为

$$h_{rni} = |\mathbf{r}_{ri} - \mathbf{r}_n| - r_i - R_n \quad (1)$$

式中 $\mathbf{r}_{ri} = [x_{ri} \ y_{ri}]^T$, x_{ri} 、 y_{ri} 为第 i 个滚子在惯性系中的 X 、 Y 坐标分量; $\mathbf{r}_n = [x_n \ y_n]^T$, x_n 、 y_n 为内圈中心在惯性系中的 X 、 Y 坐标分量; r_i 为第 i 个滚子的实际半径。

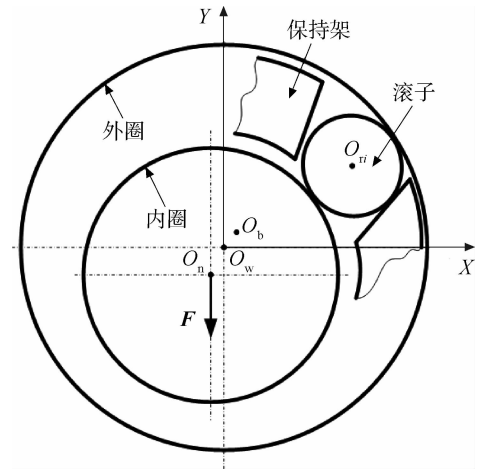


图 2 工作轴承示意图

Fig. 2 Sketch of working bearing

当 $h_{rni} < 0$ 时滚子与内圈滚道之间发生接触变形, 其接触变形量为

$$\delta_{rni} = -h_{rni} \quad (2)$$

2) 滚子与外圈滚道的接触变形

第 i 个滚子与外圈滚道的最小间隙为

$$h_{rwi} = R_n + 2r_0 + \delta_0 - |\mathbf{r}_{ri}| - r_i \quad (3)$$

当 $h_{rwi} < 0$ 时滚子与外圈滚道之间发生接触变形, 其接触变形量为

$$\delta_{rwi} = -h_{rwi} \quad (4)$$

3) 滚子与兜孔前壁的接触变形

第 i 个滚子与兜孔前壁的最小间隙为

$$h_{rui} = [0 \ -1] \mathbf{r}_{ri}^w - r_i \quad (5)$$

式中

$$[(\mathbf{r}_{ri}^w)^T \ 1]^T = (\mathbf{T}_{wi}^0)^{-1} [(\mathbf{r}_{ri})^T \ 1]^T$$

$$\mathbf{T}_{wi}^0 =$$

$$\begin{bmatrix} \cos \Phi_i & -\sin \Phi_i & x_b + R_0 \cos(\vartheta_b + \theta_i) - b \sin \Phi_i \\ \sin \Phi_i & \cos \Phi_i & y_b + R_0 \sin(\vartheta_b + \theta_i) + b \cos \Phi_i \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$b = r_0 + \sigma, \Phi_i = \vartheta_b + \theta_i + \beta$$

x_b 、 y_b 为保持架中心 O_b 在惯性系中的 X 、 Y 坐标分量; ϑ_b 为保持架相在惯性坐标系中的转角; θ_i 为保持架的第 i 个兜孔对于惯性系 X 轴的初始方位角。

当 $h_{rui} < \Delta_0$ 时 (Δ_0 为接触状态转变时的油膜厚度临界值, 由滑油和表面粗糙度等因素综合确定), 滚子与兜孔前壁之间发生接触变形, 其接触变形量为

$$\delta_{rui} = \Delta_0 - h_{rui} \quad (6)$$

4) 滚子与兜孔后壁的接触变形

第 i 个滚子与兜孔后壁的最小间隙为

$$h_{rhi} = [0 \ 1] \mathbf{r}_{ri}^w - r_i \quad (7)$$

式中

$$\begin{bmatrix} (\mathbf{r}_{ri}^{hi})^T & 1 \end{bmatrix}^T = (\mathbf{T}_{hi}^0)^{-1} \begin{bmatrix} (\mathbf{r}_{ri})^T & 1 \end{bmatrix}^T$$

$$\mathbf{T}_{hi}^0 =$$

$$\begin{bmatrix} \cos \Psi_i & -\sin \Psi_i & x_b + R_0 \cos(\vartheta_b + \theta_i) + b \sin \Psi_i \\ \sin \Psi_i & \cos \Psi_i & y_b + R_0 \sin(\vartheta_b + \theta_i) - b \cos \Psi_i \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$\Psi_i = \vartheta_b + \theta_i + \alpha$$

当 $h_{rhi} < \Delta_0$ 时滚子与兜孔后壁之间发生接触变形,其接触变形量为

$$\delta_{rhi} = \Delta_0 - h_{rhi} \quad (8)$$

5) 保持架与外圈引导面的接触变形

保持架与外圈引导面的最小间隙为

$$h_{bw} = C - |\mathbf{r}_b| \quad (9)$$

式中 $\mathbf{r}_b = [x_b \ y_b]^T$ 。

当 $h_{bw} < \Delta_0$ 时保持架与外圈引导面之间发生接触变形,其接触变形量为

$$\delta_{bw} = \Delta_0 - h_{bw} \quad (10)$$

2.3 接触副的滑动速度

第 i 个滚子与内圈滚道的切向滑动速度为

$$v_{rni} = (\dot{\mathbf{r}}_n)^T \mathbf{e}_{rni} + \omega_n L_n - (\dot{\mathbf{r}}_{ri})^T \mathbf{e}_{rni} - \omega_{ri} L_{rni} \quad (11)$$

式中

$$\mathbf{e}_{rni} = \begin{bmatrix} 0 & -1 \\ 1 & 0 \end{bmatrix} \frac{\mathbf{r}_{ri} - \mathbf{r}_n}{|\mathbf{r}_{ri} - \mathbf{r}_n|}$$

$$L_{rni} = \begin{cases} r_i & h_{rni} \geq 0 \\ r_i - 0.5\delta_{rni} & h_{rni} < 0 \end{cases}$$

$$L_n = \begin{cases} R_n & h_{rni} \geq 0 \\ R_n - 0.5\delta_{rni} & h_{rni} < 0 \end{cases}$$

式中 ω_n 为内圈的转动速度; ω_{ri} 为第 i 个滚子的转动速度。

第 i 个滚子与外圈滚道的切向滑动速度为

$$v_{rwi} = (\dot{\mathbf{r}}_{ri})^T \mathbf{e}_{rwi} + \omega_{ri} L_{rwi} \quad (12)$$

式中

$$\mathbf{e}_{rwi} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -1 & 0 \end{bmatrix} \frac{\mathbf{r}_{ri}}{|\mathbf{r}_{ri}|}$$

$$L_{rwi} = \begin{cases} r_i & h_{rwi} \geq 0 \\ r_i - 0.5\delta_{rwi} & h_{rwi} < 0 \end{cases}$$

第 i 个滚子与第 i 个兜孔前壁的切向滑动速度为

$$v_{rui} = (\dot{\mathbf{r}}_{ri})^T \mathbf{e}_{rui} + \omega_{ri} r_i - \left(\dot{\mathbf{r}}_b + \dot{\vartheta}_b \begin{bmatrix} 0 & -1 \\ 1 & 0 \end{bmatrix} \mathbf{t}_{rui} \right)^T \mathbf{e}_{rui} \quad (13)$$

式中

$$\mathbf{e}_{rui} = [\cos \Phi_i \ \sin \Phi_i]^T$$

$$\begin{bmatrix} \mathbf{t}_{rui} \\ 0 \end{bmatrix} = \mathbf{T}_{ui}^0 \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{r}_{ri}^{ui} \\ 1 \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \mathbf{r}_b \\ 1 \end{bmatrix}$$

第 i 个滚子与第 i 个兜孔后壁的切向滑动速度为

$$v_{rhi} = (\dot{\mathbf{r}}_{ri})^T \mathbf{e}_{rhi} + \omega_{ri} r_i - \left(\dot{\mathbf{r}}_b + \dot{\vartheta}_b \begin{bmatrix} 0 & -1 \\ 1 & 0 \end{bmatrix} \mathbf{t}_{rhi} \right)^T \mathbf{e}_{rhi} \quad (14)$$

式中

$$\mathbf{e}_{rhi} = -[\cos \Psi_i \ \sin \Psi_i]^T$$

$$\begin{bmatrix} \mathbf{t}_{rhi} \\ 0 \end{bmatrix} = \mathbf{T}_{hi}^0 \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{r}_{ri}^{hi} \\ 1 \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \mathbf{r}_b \\ 1 \end{bmatrix}$$

2.4 滚子的动力学方程

第 i 个滚子的牛顿方程为(不计重力)

$$N_{rui} \begin{bmatrix} \sin \Phi_i \\ -\cos \Phi_i \end{bmatrix} - \text{sgn}(v_{rui}) T_{rui} \begin{bmatrix} \cos \Phi_i \\ \sin \Phi_i \end{bmatrix} +$$

$$N_{rhi} \begin{bmatrix} -\sin \Psi_i \\ \cos \Psi_i \end{bmatrix} + \text{sgn}(v_{rhi}) T_{rhi} \begin{bmatrix} \cos \Psi_i \\ \sin \Psi_i \end{bmatrix} +$$

$$N_{rni} \frac{\mathbf{r}_{ri} - \mathbf{r}_n}{|\mathbf{r}_{ri} - \mathbf{r}_n|} + \text{sgn}(v_{rni}) T_{rni} \begin{bmatrix} 0 & -1 \\ 1 & 0 \end{bmatrix} \cdot$$

$$\frac{\mathbf{r}_{ri} - \mathbf{r}_n}{|\mathbf{r}_{ri} - \mathbf{r}_n|} - N_{rwi} \frac{\mathbf{r}_{ri}}{|\mathbf{r}_{ri}|} + \text{sgn}(v_{rwi}) \cdot$$

$$T_{rwi} \begin{bmatrix} 0 & -1 \\ 1 & 0 \end{bmatrix} \frac{\mathbf{r}_{ri}}{|\mathbf{r}_{ri}|} = m_{ri} \ddot{\mathbf{r}}_{ri} \quad (15)$$

式中 m_{ri} 为第 i 个滚子的质量; N_{rui} 、 N_{rhi} 分别为第 i 个滚子与兜孔前、后壁的法向作用力, T_{rui} 、 T_{rhi} 分别为第 i 个滚子与兜孔前、后壁的切向作用力, N_{rui} 、 N_{rhi} 、 T_{rui} 、 T_{rhi} 均按文献[17]中保持架兜孔与滚子的接触模型计算,这里不再赘述; N_{rni} 、 N_{rwi} 分别为第 i 个滚子与内、外圈滚道的法向作用力, T_{rni} 、 T_{rwi} 分别为第 i 个滚子与内、外圈滚道的切向作用力, N_{rni} 、 N_{rwi} 、 T_{rni} 、 T_{rwi} 均按文献[17]中滚子与内外圈滚道的接触模型计算。

第 i 个滚子的欧拉方程为

$$L_{rui} \text{sgn}(v_{rui}) T_{rui} - L_{rwi} \text{sgn}(v_{rwi}) T_{rwi} - r_i \text{sgn}(v_{rui}) T_{rui} - r_i \text{sgn}(v_{rhi}) T_{rhi} = J_{ri} \dot{\omega}_{ri} \quad (16)$$

式中 J_{ri} 为第 i 个滚子的转动惯量。

2.5 内圈的力学方程

内圈的牛顿方程为(不计重力)

$$\sum_{i=1}^n \left\{ -N_{rni} \frac{\mathbf{r}_{ri} - \mathbf{r}_n}{|\mathbf{r}_{ri} - \mathbf{r}_n|} - \text{sgn}(v_{rni}) T_{rni} \begin{bmatrix} 0 & -1 \\ 1 & 0 \end{bmatrix} \frac{\mathbf{r}_{ri} - \mathbf{r}_n}{|\mathbf{r}_{ri} - \mathbf{r}_n|} \right\} + \mathbf{F} \begin{bmatrix} 0 \\ -1 \end{bmatrix} = m_n \ddot{\mathbf{r}}_n \quad (17)$$

式中 m_n 为内圈的质量。

2.6 保持架的动力学方程

保持架的牛顿方程为(不计重力)

$$\sum_{i=1}^n \left[N_{rui} \begin{bmatrix} -\sin \Phi_i \\ \cos \Phi_i \end{bmatrix} + \operatorname{sgn}(v_{rui}) T_{rui} \begin{bmatrix} \cos \Phi_i \\ \sin \Phi_i \end{bmatrix} \right] +$$
$$\sum_{i=1}^n \left[N_{rhi} \begin{bmatrix} \sin \Psi_i \\ -\cos \Psi_i \end{bmatrix} - \operatorname{sgn}(v_{rhi}) T_{rhi} \begin{bmatrix} \cos \Psi_i \\ \sin \Psi_i \end{bmatrix} \right] +$$
$$\mathbf{F}_{bw} = m_b \ddot{\mathbf{r}}_b \tag{18}$$

式中 m_b 为保持架的质量; $\mathbf{F}_{bw}$ 为外圈引导面对保持架的作用力,按文献[17]中保持架与外圈引导面的接触模型计算。

保持架的欧拉方程为

$$\sum_{i=1}^n \left\{ N_{rui} [t_{rui}(1) \cos \Phi_i + t_{rui}(2) \sin \Phi_i] + \right.$$
$$\left. \operatorname{sgn}(v_{rui}) T_{rui} [t_{rui}(1) \sin \Phi_i - t_{rui}(2) \cos \Phi_i] \right\} -$$
$$\sum_{i=1}^n \left\{ N_{rhi} [t_{rhi}(1) \cos \Psi_i + t_{rhi}(2) \sin \Psi_i] + \right.$$
$$\left. \operatorname{sgn}(v_{rhi}) T_{rhi} [t_{rhi}(1) \sin \Psi_i - t_{rhi}(2) \cos \Psi_i] \right\} -$$
$$M_{bw} = J_b \ddot{\vartheta}_b \tag{19}$$

式中 J_b 为保持架的转动惯量; $t_{rui}(1)$ 、 $t_{rui}(2)$ 分别表示矢量 t_{rui} 的 X、Y 轴分量; $t_{rhi}(1)$ 、 $t_{rhi}(2)$ 分别表示矢量 t_{rhi} 的 X、Y 轴分量; M_{bw} 外圈引导面作用于保持架的摩擦阻力矩,按文献[17]中保持架与外圈引导面的接触模型计算。

3 轴承打滑及保持架稳定性的仿真分析

3.1 轴承结构参数及工况参数

斜面兜孔轴承的主要几何参数如表 1 所示,轴承的材料特性参数如表 2,工况参数如表 3。

表 1 轴承主要几何参数

Table 1 Primary geometry parameters of bearing

参数	数值及说明
滚子数	20
轴承外径/mm	122
轴承内径/mm	82
轴承宽度/mm	19
外圈滚道直径/mm	113.055
内圈滚道直径/mm	93
保持架内径/mm	97.8
保持架外径/mm	107.8
保持架宽度/mm	17.6

续表

参数	数值及说明
保持架引导面宽度(单边)/mm	3.5
兜孔间隙/mm	0.6
滚子长度/mm	10
滚子直径/mm	10
径向游隙/mm	0.01
润滑油	4109 航空润滑油

表 2 轴承材料特性参数

Table 2 Material characteristics parameters of bearing

元件	密度/ (kg/m ³)	弹性模量/ 10 ¹¹ (N/m ²)	泊松比
滚子	7810	2.1	0.29
套圈	7810	2.1	0.29
保持架	2800	1.2	0.32

表 3 轴承工况参数

Table 3 Operating condition parameters of bearing

参数	数值
转动加速度	0
径向载荷/kN	5
环境温度/℃	200

3.2 轴承打滑的评价方法

轴承打滑以如下的保持架打滑率来表征

$$S = \frac{\omega_{bt} - \omega_b}{\omega_{bt}} \times 100\% \tag{20}$$

式中 ω_{bt} 、 ω_b 分别为保持架的理论、实际转速。

3.3 兜孔壁倾角对轴承打滑的影响

内圈转速均选取 30 000 r/min,基于前面所建立的轴承接触模型和动力学模型,利用 Matlab 编程平台及变步长龙格库塔数值积分法进行轴承动力学仿真。图 3 为不同兜孔前壁倾角下轴承的打滑率曲线,其中图 3(a)为 $\beta \leq 0^\circ$ 情况下轴承的打滑率曲线,图 3(b)为 $\beta \geq 0^\circ$ 情况下轴承的打滑率曲线,由图可见, $\beta \leq 0^\circ$ 情况下前壁倾角对轴承打滑影响不大,但 $\beta \geq 0^\circ$ 情况下前壁倾角对轴承打滑的影响不能忽略,其影响具有非单调性, $\beta = 5^\circ$ 时,轴承打滑降低明显。

图 4 为不同兜孔后壁倾角下轴承的打滑率曲线,其中图 4(a)为 $\alpha \leq 0^\circ$ 情况下轴承的打滑率曲线,图 4(b)为 $\alpha \geq 0^\circ$ 情况下轴承的打滑率曲线。

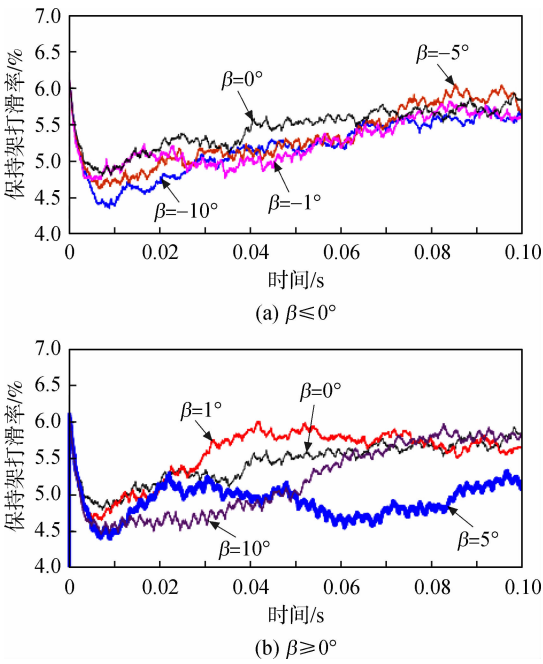


图 3 不同前壁倾角 β 下轴承的打滑率
Fig. 3 Bearing skidding ratio under various β

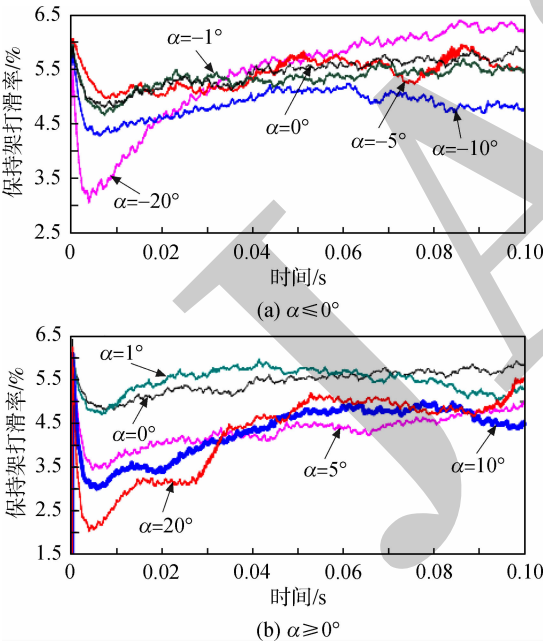


图 4 不同后壁倾角 α 下轴承的打滑率
Fig. 4 Bearing skidding ratio under various α

可以看出, $\alpha \leq 0^\circ$ 和 $\alpha \geq 0^\circ$ 两种情况下后壁倾角对轴承打滑均有较大影响, 其影响也是非单调的, 当 $\alpha = 10^\circ$ 时, 轴承打滑降低明显。

3.4 兜孔壁倾角优化后轴承的打滑抑制效果

基于前面的仿真结果, 选取兜孔前壁倾角 $\beta = 5^\circ$, 后壁倾角 $\alpha = 10^\circ$, 分别在 20 000、30 000、40 000、50 000 r/min 转速下进行轴承的动力学仿真, 图 5 为不同转速下优化轴承 ($\beta = 5^\circ, \alpha = 10^\circ$) 与

普通轴承 ($\beta = 0^\circ, \alpha = 0^\circ$) 的打滑率曲线对比图。由图可见, 在 20 000 ~ 50 000 r/min 转速范围内, $\beta = 5^\circ, \alpha = 10^\circ$ 时的优化轴承其打滑抑制效果都明显优于普通轴承。

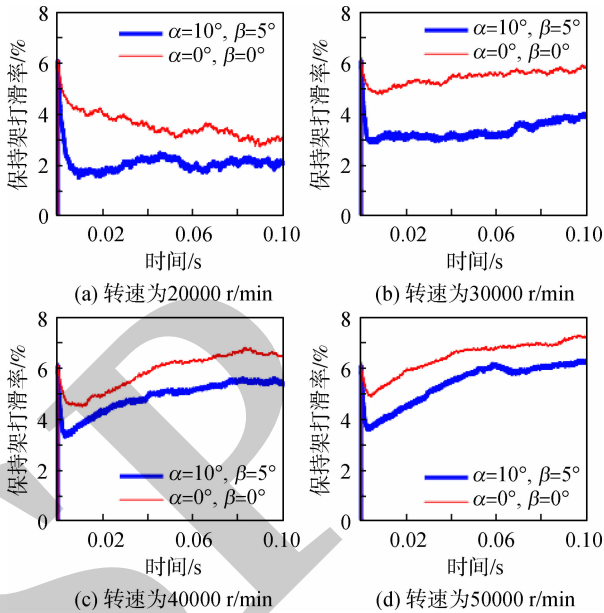


图 5 不同转速下两种轴承的打滑率曲线对比图
Fig. 5 Contrast diagrams of two types of bearing skidding ratio curves under various rotational speeds

3.5 优化轴承的保持架稳定性

兜孔形状的改变必然导致保持架稳定性的改变, 因此有必要对优化轴承的保持架稳定性加以分析。保持架质心的振动速度通常用以定量评价保持架的不稳定性, 这里采用 Ghaisas 等^[18] 提出的保持架质心速度标准偏差比来衡量保持架的不稳定程度。图 6 为不同转速下优化轴承与普通轴承的保持架质心速度标准偏差比对比图, 由图可见, 转速低于 30 000 r/min 时, 普通轴承比优化轴承稳定, 而转速高于 40 000 r/min 时, 优化轴承的稳定性优于普通轴承。

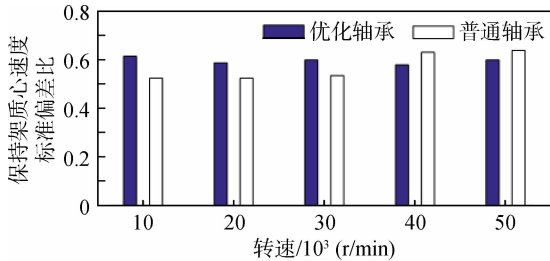


图 6 不同转速下两种轴承的保持架质心速度标准偏差比
Fig. 6 Standard deviation ratio diagram of the cage mass-center speed of the two types of bearings under various rotational speeds

4 结 论

本文提出一种斜面兜孔圆柱滚子轴承,通过动力学建模和数值仿真,分析了兜孔壁倾角对轴承打滑率的影响,并对比了优化轴承(前壁倾角 $\beta=5^\circ$,后壁倾角 $\alpha=10^\circ$)与普通轴承在不同转速下的打滑率,主要结论如下:

1) 兜孔前壁倾角为负值时对轴承打滑的影响不大,但前壁倾角为正值时影响较大,而后壁倾角无论正负对轴承打滑的影响均较大,此外前后壁倾角的影响皆具有非单调性。

2) 当兜孔前壁倾角 $\beta=5^\circ$,后壁倾角 $\alpha=10^\circ$ 时,在较宽的转速范围内(20 000~50 000 r/min),轴承的打滑抑制效果都明显优于普通轴承,而其保持架稳定性与普通轴承总体上却相差不大。

参考文献:

[1] 方明伟,谢向宇,罗军,等.航空发动机主轴后轴承打滑损伤失效分析[J].润滑与密封,2016,41(10):98-102.
FANG Mingwei, XIE Xiangyu, LUO Jun, et al. Failure analysis of skidding damage of rear bearing aero-engine main shaft[J]. Lubrication Engineering, 2016, 41(10): 98-102. (in Chinese)

[2] 焦育洁,吕新生,张锡昌.航空发动机主轴圆柱滚子轴承典型故障分析[J].轴承,2003(12):29-30.
JIAO Yujie, LÜ Xinsheng, ZHANG Xichang. Typical failure analysis of aero-engine mainshaft cylindrical roller bearing[J]. Bearing, 2003(12): 29-30. (in Chinese)

[3] 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.

[4] 陈国定,李建华,徐建东,等.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, et al. Elastohydrodynamic lubrication analysis for the high-speed roller bearing[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 1994, 15(12): 1475-1477. (in Chinese)

[5] 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)

[6] TAKAFUMI Y, YASUYOSHI T, HISAO M, et al. Analysis of cage slip in cylindrical roller bearings considering non-Newtonian behavior and temperature rise of lubricating oil[J]. Japanese Journal of Tribology, 2008, 53(6): 647-662.

[7] KANG Y S, EVANS R D, DOLL G L. Roller-raceway slip simulations of wind turbine gearbox bearings using dynamic bearing model[C]// Proceedings of the STLE/ASME 2010 International Joint Tribology Conference, San Francisco, California, US; ASME, 2010: 1-3.

[8] SELVARAJ A, MARAPPAN R. Experimental analysis of factors influencing the cage slip in cylindrical roller bearing[J]. International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2011, 53(5): 635-644.

[9] 张占立,王燕霜,邓四二,等.高速圆柱滚子轴承动态特性分析[J].航空动力学报,2011,26(2):397-403.
ZHANG Zhanli, WANG Yanshuang, DENG Sier, et al. Analysis on dynamic characteristics of high speed cylindrical roller bearing[J]. Journal of Aerospace Power, 2011, 26(2): 397-403. (in Chinese)

[10] 刘红彬,张帅,邢国玺,等.圆柱滚子轴承滚子打滑机理研究[J].轴承,2014(3):1-6.
LIU Hongbin, ZHANG Shuai, XING Guoxi, et al. Study on skidding mechanism for rollers of cylindrical roller bearings[J]. Bearing, 2014(3): 1-6. (in Chinese)

[11] 邓四二,顾金芳,崔永存,等.高速圆柱滚子轴承保持架动力学特性分析[J].航空动力学报,2014,29(1):207-215.
DENG Sier, GU Jinfang, CUI Yongcun, et al. Analysis on dynamic characteristics of cage in high-speed cylindrical roller bearing[J]. Journal of Aerospace Power, 2014, 29(1): 207-215. (in Chinese)

[12] 金海善,朱爱斌,陈渭.利用改进牛顿-拉夫逊法的高速圆柱滚子轴承打滑分析[J].西安交通大学学报,2015,49(1):133-138.
JIN Haishan, ZHU Aibin, CHEN Wei. Skidding analysis of high-speed cylindrical roller bearings using improved Newton-Raphson method[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2015, 49(1): 133-138. (in Chinese)

[13] 毛宇泽,王黎钦,古乐.负游隙对高速高温薄壁圆柱滚子轴承动态性能的影响分析[J].航空动力学报,2016,31(11):2795-2800.
MAO Yuze, WANG Liqin, GU Le. Effect of negative clearance dynamic characteristics of high-speed high-temperature thin-walled cylindrical roller bearings[J]. Journal of Aerospace Power, 2016, 31(11): 2795-2800. (in Chinese)

[14] DENG S E, LU Y J, ZHANG W H, et al. Cage slip characteristics of a cylindrical roller bearing with a trilobe-raceway[J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2018, 31(2): 351-362.

[15] 陈渭,李军宁,张立波,等.考虑涡动工况的高速滚动轴承打滑失效分析[J].机械工程学报,2013,49(6):38-43.
CHEN Wei, LI Junning, ZHANG Libo, et al. Skidding analysis of high speed rolling bearing considering whirling of bearing[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013, 49(6): 38-43. (in Chinese)

[16] HAN Q K, LI X L, CHU F L. Skidding behavior of cylindrical roller bearings under time-variable load conditions[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2018, 135: 203-214.

[17] 刘延斌,邱明,张占立.圆弧兜孔圆柱滚子轴承的动态不稳定规律特性研究[J].振动与冲击,2019,38(5):53-59.
LIU Yanbin, QIU Ming, ZHANG Zhanli. Dynamic unstable law characteristics of cylindrical roller bearings with arc cage pocket[J]. Journal of Vibration and Shock, 2019, 38(5): 53-59. (in Chinese)

[18] GHASIAS N, WASSGREN C R, SADEGHI F. Cage instabilities in cylindrical roller bearings[J]. Journal of Tribology, 2004, 126(4): 681-689.