

公-自转耦合的滚针轴承保持架振动特性

王玉波¹, 周彩虹⁴, 邓凯文¹, 邓四二^{1,2,3}

(1. 河南科技大学 机电工程学院, 河南 洛阳 471003;

2. 辽宁重大装备制造协同创新中心, 辽宁 大连 116024;

3. 河南科技大学 高端轴承摩擦学技术与应用国家地方联合工程实验室, 河南 洛阳 471003;

4. 苏州轴承厂有限公司 总师办, 江苏 苏州 215129)

摘 要: 建立了含公-自转耦合的行星轮滚针轴承动力学微分方程组, 采用 gear stiff(GSTIFF)变步长积分算法对微分方程组进行求解, 对比研究了有无公转工况下保持架的打滑率和振动特性, 分析了公-自转耦合工况下结构参数和工况参数对两者的影响。结果表明: 纯自转工况下保持架振动加速度幅频图各倍频处对应1个幅值, 公-自转耦合工况下各倍频处对应2个幅值; 在公-自转耦合工况下, 保持架振动幅值随径向力和公转速度的增大而增大, 随自转速度的增大而减小, 存在一个最优间隙比, 即间隙比为1左右时使保持架振动幅值最小; 保持架打滑率变化趋势与纯自转时一致, 但数值减小且减幅越来越大; 综上, 公-自转耦合工况下会增大保持架径向振动特性, 减小周向振动特性。

关 键 词: 保持架振动特性; 公-自转耦合; 动力学; 幅频变换; 打滑率

中图分类号: V275; TH133.33⁺3

文献标志码: A

Vibration characteristics of needle roller bearing under planetary rotation

WANG Yubo¹, ZHOU Caihong⁴, DENG Kaiwen¹, DENG Sier^{1,2,3}

(1. School of Mechatronics Engineering,

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

2. Collaborative Innovation Center of Major Machine Manufacturing
in Liaoning, Dalian Liaoning 116024, China;

3. National United Engineering Laboratory for Advanced Bearing Tribology,
Henan University of Science and Technology, Luoyang Henan 471003, China;

4. Chief Engineer's Office, Suzhou Bearing Factory Company Limited,
Suzhou Jiangsu 215129, China)

Abstract: Dynamic differential equations of needle roller bearing was established, and solved by using gear stiff (GSTIFF) variable-step integration algorithm. The slip rate and vibration characteristics of cage between rotation and planetary rotation were compared, and the effects of vibration characteristics and slip rate of cage on the structural parameters and operating

收稿日期: 2020-12-02

基金项目: 国家自然科学基金(52005158)

作者简介: 王玉波(1995—), 男, 硕士生, 主要研究方向为滚动轴承设计及理论。E-mail: 1428134483@qq.com

通信作者: 邓四二(1963—), 男, 教授、博士生导师, 博士, 主要从事滚动轴承设计及理论研究。E-mail: dse@hasut.edu.cn

引用格式: 王玉波, 周彩虹, 邓凯文, 等. 公-自转耦合的滚针轴承保持架振动特性[J]. 航空动力学报, 2021, 36(10): 2101-2113.

WANG Yubo, ZHOU Caihong, DENG Kaiwen, et al. Vibration characteristics of needle roller bearing under planetary rotation [J]. Journal of Aerospace Power, 2021, 36(10): 2101-2113.

conditions under planetary rotation were further analyzed. The results showed that: one amplitude corresponded to each multiple band of the frame vibration acceleration spectrum under rotation conditions, two amplitudes corresponded to the multiple band of the frame vibration acceleration under planetary rotation conditions; the value increased with the increase of radial force and the velocity of orbital, decreased with the increase of the velocity of the rotation, there was an optimal gap ratio, which was about 1 to make the cage vibration amplitude minimum; the trend of slip rate of cage was similar to that without planetary rotation, but the level of reduction was higher. In summary, the radial vibration characteristic of cage was increased and the peripheral vibration characteristic was reduced under planetary rotation.

Key words: vibration characteristics of cage; planetary rotation; dynamics; amplitude frequency transformation; slip rate

行星轮系因体积小、质量轻、传动比大、传动效率高等优点被应用于直升机主减速器中,而行星轮滚针轴承作为行星轮系的关键件,其动态性能对行星轮系统的服役周期和安全性有着决定性作用^[1-2]。据统计,行星轮滚针轴承失效多为保持架断裂失效^[3-4]。近年来,轴承保持架动力学行为及失效机理已引起国内外许多学者的高度关注,Gupta^[5]研究了常规工况下圆柱滚子轴承保持架的打滑特性和稳定性。邓四二等^[6]针对高速圆柱滚子轴承,对不同引导方式的保持架在内外圈不同旋转状态下的保持架运行平稳性和打滑率进行了分析。景新等^[7]理论推导了保持架打滑率与轴承内、外圈和滚动体故障特征频率之间的关系,并通过实验研究了保持架打滑率、实际故障特征频率与理论偏差随转速度的关系。黄运升等^[8]采用离散元件法对弹性保持架进行建模,研究了冲击载荷对轴承保持架动态特性的影响。Cui等^[9]在滚动轴承动力学基础上,研究了滚子动不平衡量对保持架稳定性的影响,得出了滚子动态不平衡量对保持架动态性能有很大影响。Stevens^[10]对角接触球轴承的保持架稳定性进行了实验研究,实验数据表明:径向高频振动是保持架不稳定的主要表现特征。白晓波等^[11]建立了滚针轴承载荷分布模型,从轴承载荷、轴承游隙、安装倾角和滚针凸度4个方面对轴承载荷分布进行了分析,利用二次回归正交法分析了各因素对载荷分布均匀性的影响程度。王春洁等^[12]在保持架动力学与冲击载荷分析基础上,结合保持架动力学行为和碰撞激励特性,建立了保持架冲击振动数学模型,研究振动的产生原因,从理论上分析了保持架的轴向突然断裂和疲劳断裂产生机理。虽说上述及其他国内外学者对滚动轴承保持架的动力学特性

进行了大量的研究^[13-18],但基本上都是针对滚动轴承绕固定自转轴旋转的情况,对于诸如行星轮系轴承含公转和自转两种状态的保持架振动特性研究未见涉及。鉴于此,本文建立了含公-自转行星轮滚针轴承动力学微分方程组,对行星轮滚针轴承的保持架振动特性进行分析,研究成果对行星轮滚针轴承保持架设计具有一定的理论指导意义。

1 行星轮滚针轴承动力学模型

行星轮滚针轴承实际上由保持架组件直接与行星轴和行星齿轮配合,为了简化建模,分别以内外圈代替行星轴和行星齿轮,行星臂与内圈固定,此变化对计算结果没有实质性影响。本文研究的轴承外圈自转,行星臂公转,外圈加载,外引导保持架,内圈与行星臂连接。

1.1 行星轮滚针轴承坐标系

根据行星轮滚针轴承的结构和工况特点,建立如图1所示的6种坐标系。

1) 全局坐标系 $\{O; X, Y, Z\}$, X 轴与行星臂的旋转轴重合, YZ 平面与行星臂的公转平面平行,此坐标系固定在空间中,其他坐标系均参照此坐标系。

2) 参考坐标系 $\{O_m; X_m, Y_m, Z_m\}$, X 轴与滚针轴承的旋转轴重合, YZ 平面与轴承径向平面平行,原点与内圈质心重合,坐标系随轴承公转和移动。

3) 滚针质心坐标系 $\{O_r; X_r, Y_r, Z_r\}$, X 轴与滚针自转轴重合, YZ 平面与滚针端面平行,原点与滚针质心重合,坐标系随滚针移动和旋转,但不进行绕自身坐标系 X 轴的自转,每个滚针都有自己的局部坐标系。

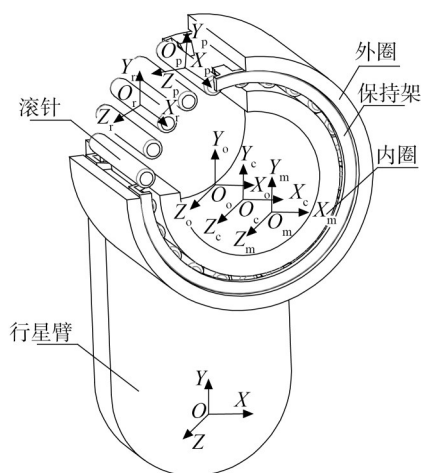


图1 行星轮滚针轴承各坐标系

Fig.1 Coordinate system of planetary wheel needle roller bearing

4) 外圈质心坐标系 $\{O_o; X_o, Y_o, Z_o\}$, X 轴与参考坐标系 X 轴重合, YZ 平面与外圈端面平行, 原点与外圈质心重合, 坐标系随外圈移动和旋转。

5) 保持架质心坐标系 $\{O_c; X_c, Y_c, Z_c\}$, X 轴与参考坐标系 X 轴重合, YZ 平面与保持架端面平行, 原点与保持架质心重合, 坐标系随保持架移动和旋转。

6) 保持架兜孔坐标系 $\{O_p; X_p, Y_p, Z_p\}$, 初始状态下, 滚针质心、兜孔中心和坐标原点三者重合, 运动开始后, 随保持架移动和旋转, 每个兜孔均有与之对应的坐标系。

1.2 公、自转工况下滚针离心力

行星轮滚针轴承的滚针既受绕轴承中心旋转的离心力 F_{ij}^{ig} (以下称内公转离心力), 又受绕行星臂旋转中心的离心力 F_{ij}^{og} (以下称外公转离心力), 且外公转的公转半径随滚针位置的变化而不断变化, 从而影响保持架的动态特性。有公、自转工况下的滚针离心力如图2所示。

1) 无外公转工况下

滚针受内公转离心力 F_{ij}^{ig} 的作用

$$F_{ij}^{ig} = \frac{1}{2} m_r \omega^2 d_m \quad (1)$$

式中 m_r 是单个滚针的质量, ω 是滚子内公转角速度, d_m 是轴承节圆直径, 见图2。

2) 有外公转工况下

滚针受内、外公转离心力的共同作用, 其中内公转离心同式(1), 外公转离心力 F_{ij}^{og} 由下式求得

$$F_{ij}^{og} = m_r \Omega^2 D_{gz}^r \quad (2)$$

式中 Ω 是外公转角速度, D_{gz}^r 是滚针瞬时外公转半径, 见图3。

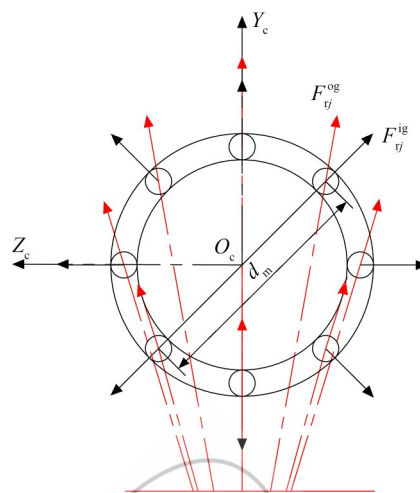


图2 公-自转耦合下滚针离心力

Fig.2 Centrifuge force of needle roller under planetary rotation

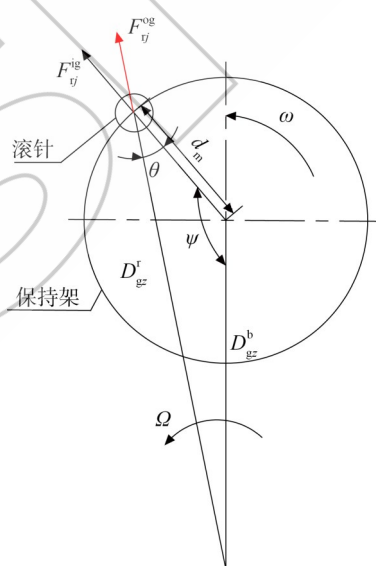


图3 滚针离心力求解示意图

Fig.3 Schematic diagram of centrifuge force of needle roller

定义外公转离心力与内公转离心力的夹角为 θ , 如图3所示。

图3中 ϕ 是滚子方位角, 相对于参考坐标系, D_{gz}^b 是滚针轴承外公转半径。

由余弦定理可求得

$$D_{gz}^r = \sqrt{d_m^2 + D_{gz}^{b2} - 2d_m D_{gz}^b \cos \phi} \quad (3)$$

再次由余弦定理可求得

$$\theta = \arccos \frac{(d_m^2 + D_{gz}^{b2} - D_{gz}^{r2})}{2d_m D_{gz}^b} \quad (4)$$

经验证, 式(3)和式(4)在任何象限都适用。

将外公转离心力分解到滚针切向和法向上,

如图2所示, \$Z\$ 轴以上, 外公转离心力与内公转离心力相互叠加, \$Z\$ 轴以下, 外公转离心力与内公转离心力相互抵消。根据滚针轴承公、自转的方向不同, \$Y\$ 轴左右, 一边外公转离心力对滚针起推动作用, 一边外公转离心力对滚针起阻碍作用。将外公转离心力分解到滚针切向和法向上可得

滚针法向惯性力

$$F_{lr}^f = F_{vj}^{og} \cos \theta \quad (5)$$

滚针切向惯性力

$$F_{lr}^q = F_{vj}^{og} \sin \theta \quad (6)$$

1.3 滚针非线性动力学方程组

滚针在轴承运转过程中, 内、外圈、保持架和润滑油均对滚针产生相对作用, 其力和力矩如图4所示。

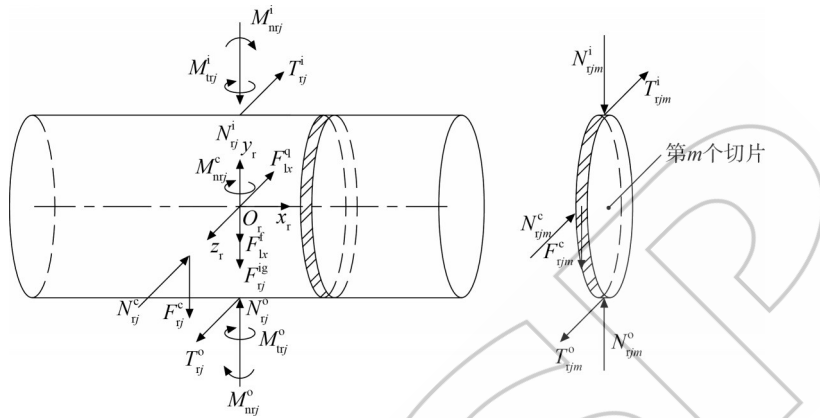


图4 滚针受力分析图

Fig.4 Diagram of needle roller force analysis

图4中上标 \$i, o, c\$ 分别是内滚道、外滚道、保持架(下同); \$N_{vj}^i, N_{vj}^o\$ 分别是内滚道、外滚道与滚针两者之间法向接触力; \$T_{vj}^i, T_{vj}^o\$ 分别是内滚道、外滚道与滚针两者之间的油膜拖动力; \$M_{trj}^i, M_{trj}^o\$ 分别是内滚道、外滚道与滚针接触力产生的力矩; \$M_{trj}^i, M_{trj}^o\$ 分别是内滚道、外滚道与滚针油膜拖动力产生的力矩; \$N_{vj}^c, F_{vj}^c\$ 是保持架兜孔横梁与滚针两者之间的法向接触力和切向摩擦力; \$M_{nrj}^c\$ 是滚针与保持架兜孔横梁接触力产生的力矩; \$F_{vj}^{ig}\$ 是滚

针的内公转离心力; \$F_{lr}^f\$ 是滚针外公转离心力在滚针法向上的分量; \$F_{lr}^q\$ 是滚针外公转离心力在滚针切向上的分量; \$N_{vm}^i, N_{vm}^o\$ 是内滚道、外滚道与第 \$m\$ 个切片两者之间的接触力; \$T_{vm}^i, T_{vm}^o\$ 是内滚道、外滚道与第 \$m\$ 个切片两者之间的拖动力; \$N_{vm}^c, F_{vm}^c\$ 是保持架横梁与第 \$m\$ 个切片两者之间的法向接触力和切向摩擦力。下述方程组为滚针的非线性动力学微分方程组:

$$\begin{cases} m_r \ddot{y}_{vj} = (N_{vj}^o - N_{vj}^i) \cos \phi_j + (T_{vj}^o - T_{vj}^i) \sin \phi_j + N_{vj}^c \cos \phi_j - F_{vj}^c \sin \phi_j - F_{vj}^{ig} \sin \phi_j - F_{lr}^f \sin \phi_j + F_{vj}^q \cos \phi_j \\ m_r \ddot{z}_{vj} = (N_{vj}^i - N_{vj}^o) \sin \phi_j + (T_{vj}^i - T_{vj}^o) \cos \phi_j - N_{vj}^c \sin \phi_j - F_{vj}^c \cos \phi_j + F_{vj}^{ig} \cos \phi_j - F_{lr}^f \cos \phi_j - F_{vj}^q \sin \phi_j \\ j_{rx} \dot{\omega}_{rx} = T_{vj}^i \frac{D_w}{2} + T_{vj}^o \frac{D_w}{2} - N_{vj}^c \frac{D_w}{2} \\ j_{ry} \dot{\omega}_{ry} = M_{trj}^i \sin \phi_j + M_{trj}^o \sin \phi_j - M_{nrj}^i \sin \phi_j - M_{nrj}^o \sin \phi_j + M_{nrj}^c \cos \phi_j \\ j_{rz} \dot{\omega}_{rz} = -M_{trj}^i \cos \phi_j - M_{trj}^o \cos \phi_j + M_{nrj}^i \cos \phi_j + M_{nrj}^o \cos \phi_j - M_{nrj}^c \sin \phi_j \end{cases} \quad (7)$$

式中 \$D_w\$ 是滚针直径; \$\phi_j\$ 是第 \$j\$ 个滚针的方位角; \$\ddot{y}_{vj}, \ddot{z}_{vj}\$ 是第 \$j\$ 个滚针在轴承参考坐标系下的质心位移加速度; \$J_{rx}, J_{ry}, J_{rz}\$ 是滚针在所建参考坐标系 \$\{O_m; X_m, Y_m, Z_m\}\$ 下在 3 个方向上的转动惯量; \$\dot{\omega}_{rx}, \dot{\omega}_{ry}, \dot{\omega}_{rz}\$ 是滚针在所建参考坐标系 \$\{O_m; X_m, Y_m, Z_m\}\$ 下 3 个方向上的角加速度。

1.4 保持架非线性动力学微分方程组

行星轮滚针轴承保持架在工作状态下, 考虑滚针碰撞力、引导套圈作用力、油气混合物对保持架的阻力和阻力矩以及保持架绕行星臂旋转中心转动产生的外公转离心力等对保持架动力学特性产生主要影响的因素, 对保持架进行受力分析, 示意图如图5所示。

表 1 滚针轴承主要参数

Table 1 Main parameters of needle roller bearing

参数	数值及详情
轴承内径/mm	30
轴承外径/mm	54
轴承宽度/mm	35
滚针长度/mm	28.8
滚针数量	22
滚针直径/mm	4
行星臂长度/mm	60
润滑油牌号	4 109

式中 v_l 为保持架理论速度, v_s 为保持架实际速度。

振动加速度的幅频图由振动加速度的时域图经傅里叶变换得到。振动加速度级为

$$L_{rms} = 20lg \frac{a_{rms}}{a_0} \tag{11}$$

式中 L_{rms} 为振动加速度级(dB), a_{rms} 是振动加速度的方均根值(m/s^2), a_0 为参考加速度, $a_0 = 9.81 \times 10^{-3} m/s^2$ 。

2.1 外公转速度对保持架振动特性的影响

因为行星轮滚针轴承具有公转的特殊工况, 所以针对不同公转工况下, 通过对保持架振动加速度时域和频谱分析图及振动加速度级的研究, 分析公转对保持架振动特性的影响。特别地, 本文中经傅里叶变化得到幅频图的振动加速度时域分析图均在全局坐标系下 {O; X, Y, Z} 测得, 这样可以包含公转激励对保持架振动的影响。

当轴承保持架引导间隙为 0.3 mm, 兜孔间隙为 0.24 mm, 径向载荷为 8.000 N, 自转速度为 12 000 r/min, 公转速度 n 从 0~1 600 r/min 变化时, 行星轮滚针轴承保持架的振动特性如图 6~图 8 所示。

图 6 是不同公转速度 n 下保持架振动加速度图, 图 7 是在纯自转工况下保持架加速度图, 图 8 是在公自转耦合工况下保持架加速度图。由图 6 可知, 滚针轴承在纯自转工况下, 保持架振动加速度总体趋势大致是一条直线, 而在公自转耦合工况下, 保持架振动加速度总体趋势是一条三角函数曲线, 随着公转速度的增加, 振动加速度曲线的幅值和频率越来越大。产生这种特征的主要原因是: 公自转耦合时, 保持架振动加速度包含了保持架公转造成的加速度, 随公转速度的增加频率增

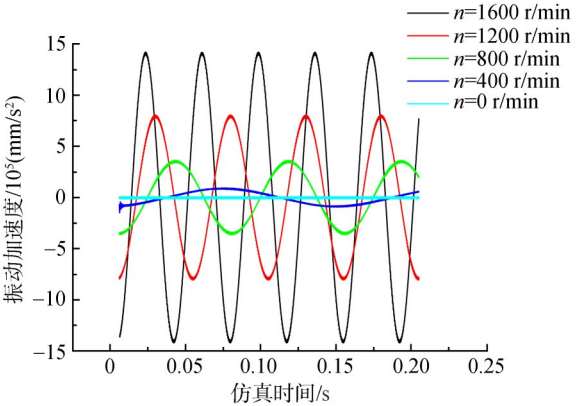


图 6 不同公转速度下保持架振动加速度

Fig.6 Vibration acceleration of cage with different revolution speeds

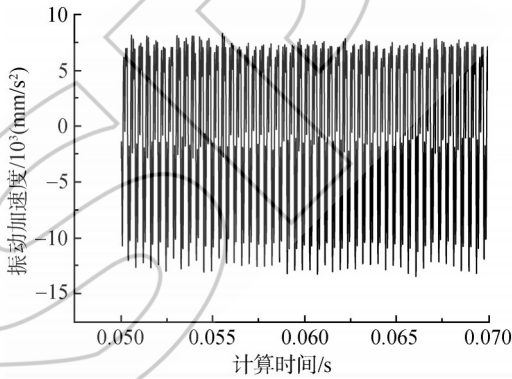


图 7 公转转速为 0 r/min 时保持架振动加速度

Fig.7 Vibration acceleration of cage when revolution speed is 0 r/min

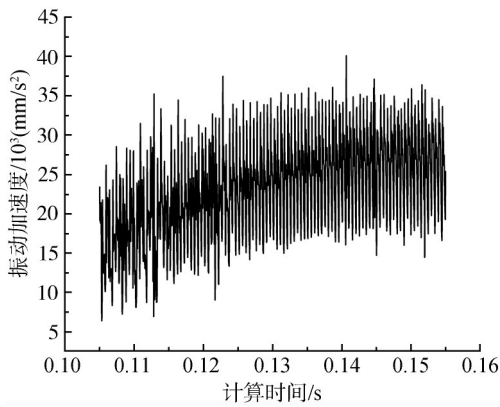


图 8 公转转速大于 0 r/min 时保持架振动加速度

Fig.8 Vibration acceleration of cage when revolution speed is over 0 r/min

加, 随公转半径的增加幅值增加。

由图 9 和图 10 可知, 滚针轴承在纯自转工况下, 保持架振动加速度频谱图各倍频处对应 1 个振动加速度的幅值, 公自转耦合时, 保持架振动加速度频谱图各倍频处对应 2 个频率相近的幅值,

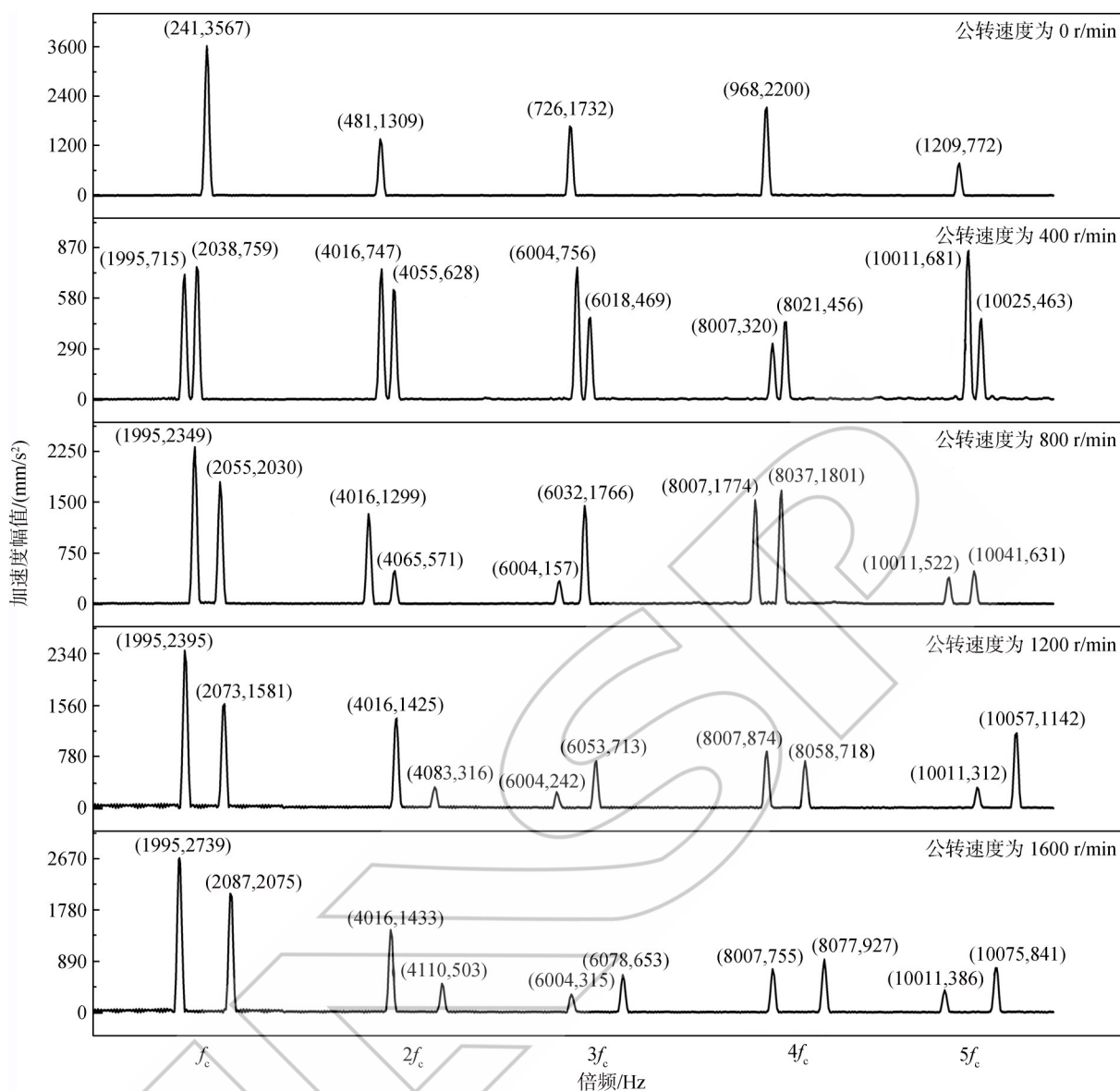


图 9 不同公转速度下保持架振动加速度频谱

Fig.9 Vibration acceleration spectrum of cage with different revolution speeds

且各倍频对应的两个幅值随公转速度的增大而变远;在公转速度较低时,各倍频的幅值较均匀,随着公转速度的增加,低倍频的振动增加,高倍频的振动减小。总体上比较,保持架的振动幅值随公转速度增加而增加;随着公转速度的增大,振动加速度级越来越大。特别地,公自转耦合时,保持架振动加速度幅频图的主频 f_c 的值等于保持架涡动频率与滚针数量的乘积,改变滚针数量和自转速度进行验证仍然符合。为了同一般定义对应,本文将双峰值特征也用 f_c 表示,并将其居于双峰之间。

以上特征说明:有公转时,引起保持架振动的因素主要为保持架与滚针的碰撞,且保持架不稳定性随公转速度的升高而增大。这是因为:轴承

处于公自转耦合状态下,保持架在Y方向上既有自转产生的振动加速度,还有公转产生的振动加速度,随着公转速度的增加,由公转产生的那一部分振动加速度随之增加,所以保持架的不稳定性增大。

2.2 径向载荷对保持架振动特性的影响

当轴承自转速度为12 000 r/min,公转速度为1 200 r/min时,径向载荷从7 000~11 000 N时对行星轮滚针轴承保持架的振动特性进行分析。

由图11和图12可知,随着径向载荷的增加,保持架振动加速度幅频变换图各倍频幅值随径向载荷的增加而增加,振动加速度级也随之增加。

产生上述现象的主要原因是:随着径向载荷

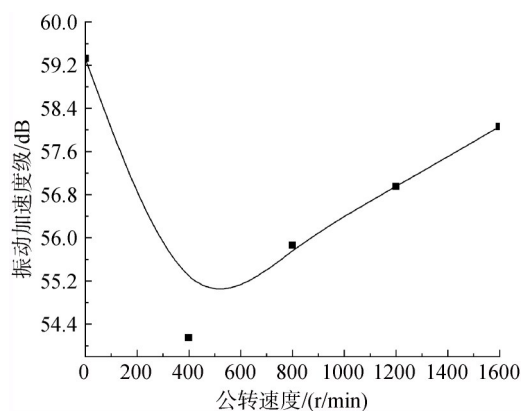


图 10 公转速度与保持架振动加速度级关系

Fig.10 Relationship between revolution speed and vibration acceleration stage of cage

的增加, 受载滚针数增加, 滚针与保持架兜孔摩擦力增大, 削弱了保持架外公转离心力的影响, 保持架所受约束减小, 所以振动幅值增加。

当轴承自转速率为 12 000 r/min, 公转速度为 0~1 600 r/min 时, 径向载荷为 6 000~15 000 N 时, 研究行星轮滚针轴承保持架的打滑率特性。

由图 13 可知, 滚针轴承在纯自转工况下, 打滑率随径向载荷的增大而减小; 滚针轴承在公自转耦合工况下, 变化趋势同纯自转时一致; 随着公转速度的增大, 打滑率减小, 且减小的越来越快。

产生上述现象的主要原因是: 随着径向载荷的增加, 滚针与滚道的压力增大, 抑制了滚针的滑动, 从而抑制了保持架的打滑; 随着公转速度的增大, 保持架在离心力的作用下靠近外圈, 增加了外

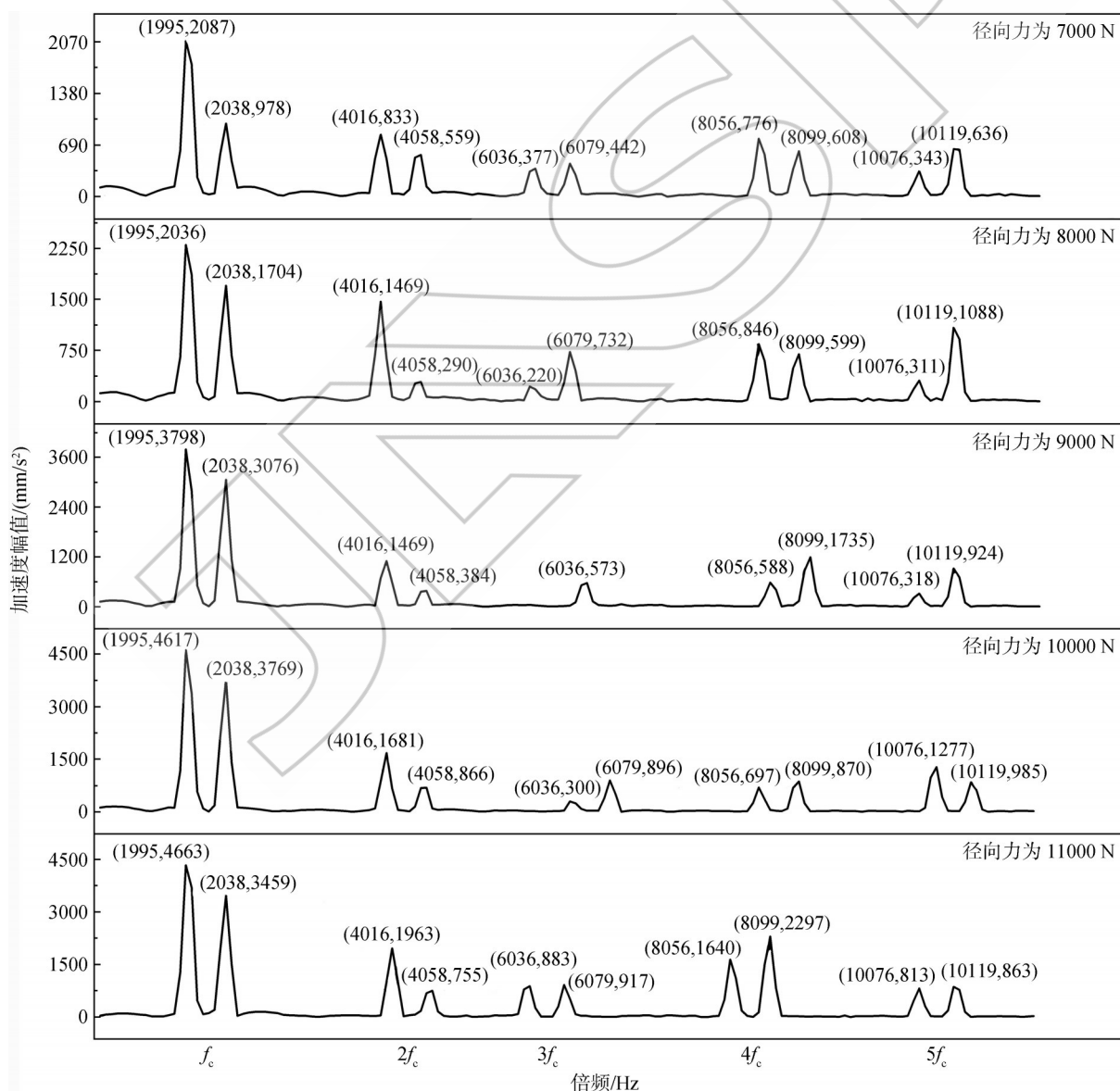


图 11 不同径向载荷下保持架振动加速度幅频

Fig.11 Vibration acceleration spectrum of cage with different radial loads

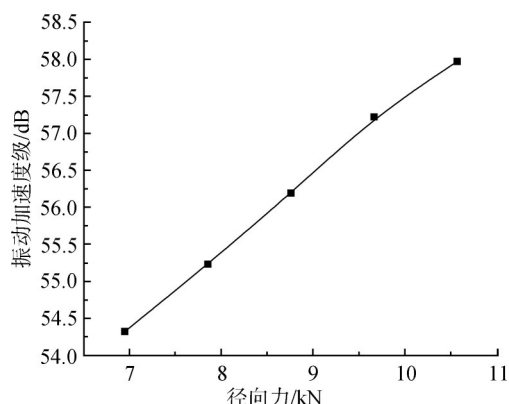


图 12 径向载荷与保持架振动加速度级关系

Fig.12 Relationship between radial load and vibration acceleration stage of cage

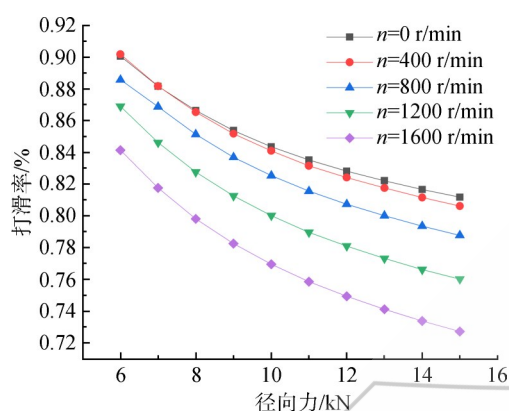


图 13 不同公转速度下保持架打滑率与轴承径向载荷的关系

Fig.13 Relationship between cage slip rate and bearing radical load under different revolution speeds

圈对保持架的引导力,又离心力与公转速度的平方成正比,所以随着公转速度的增大,对打滑率的影响越来越大。

2.3 自转速度对保持架振动特性的影响

当轴承径向载荷为 8 000 N,公转速率为 1 200 r/min,自转速度从 9 000~13 000 r/min 变化时,对行星轮滚针轴承保持架的振动特性进行分析。

由图 14 和图 15 可知,随着自转速度增加,保持架振动加速度幅频变换图各倍频的幅值减小,说明保持架的振动随自转速度的减小而减小。

产生上述现象的原因是:当轴承高速旋转时,外圈与保持架之间形成流体动压润滑,产生流体动压力,而外圈转速的升高,增加了流体动压力,抑制了保持架的振动。

当轴承径向载荷为 8 000 N,公转速度从 0~1 600 r/min 变化时,自转速度从 8 000~16 000

r/min 变化时研究行星轮滚针轴承保持架的打滑率特性。

由图 16 可知,滚针轴承在纯自转工况下,随着自转速度的增大,保持架打滑率减小;滚针轴承在公自转耦合工况下,保持架打滑率随着自转和公转速度的增加均呈减小的趋势,且随着公转速度的增加,打滑率减幅增大。这是因为自转速度增加的同时,外圈对保持架的拖动力增加,保持架转速升高。随着公转速度的增加,保持架和滚针在公转离心力的作用下再次增加了外圈对保持架的拖动力,所以打滑率随公转速度的增加而减小,且影响越来越大。

2.4 保持架兜孔间隙与引导间隙之比对保持架振动特性的影响

保持架兜孔间隙与引导间隙的比值定义为保持架间隙比,当轴承自转速度为 12 000 r/min,公转速率为 1 200 r/min 工况下,保持架间隙比从 0.5~1.5 变化时,行星轮滚针轴承保持架振动加速度特性如图 17 所示。

由图 17 可知,随着间隙比的增大,保持架振动加速度幅频变换图各倍频的幅值先减小后增大,存在一个最优间隙比使保持架的振动最小;由图 18 可知,保持架的振动加速度级也先减小后增大。

产生上述现象的主要原因是当保持架引导间隙过小时,增加了滚针对保持架的碰撞,使振动增加;当保持架引导间隙过大时,套圈对保持架的引导作用明显减小,增加了保持架的碰撞,导致保持架振动增加。

当轴承兜孔间隙为 0.24 mm,径向载荷为 8 000 N,自转速度为 12 000 r/min,公转速度从 0~1 600 r/min,间隙比从 0.5~到 1.5 变化时,研究行星轮滚针轴承保持架打滑率特性。

由图 19 可知,轴承在纯自转工况下,随着间隙比的增大,打滑率减小;轴承在公自转耦合工况下,随着自转速度和公转速度的增大,保持架打滑率均呈减小趋势,且随着间隙比的增加,公转速度对打滑率的影响越来越小。

产生上述现象的原因主要是:随着间隙比的增加,当兜孔间隙一致时,即保持架引导间隙变小,外圈对保持架的拖动力越来越大,增加了保持架的转速,从而导致打滑率降低。保持架在公转离心力的作用下,同上述其他工况一样,同样增加了外圈对保持架的拖动力,但随着保持架引导

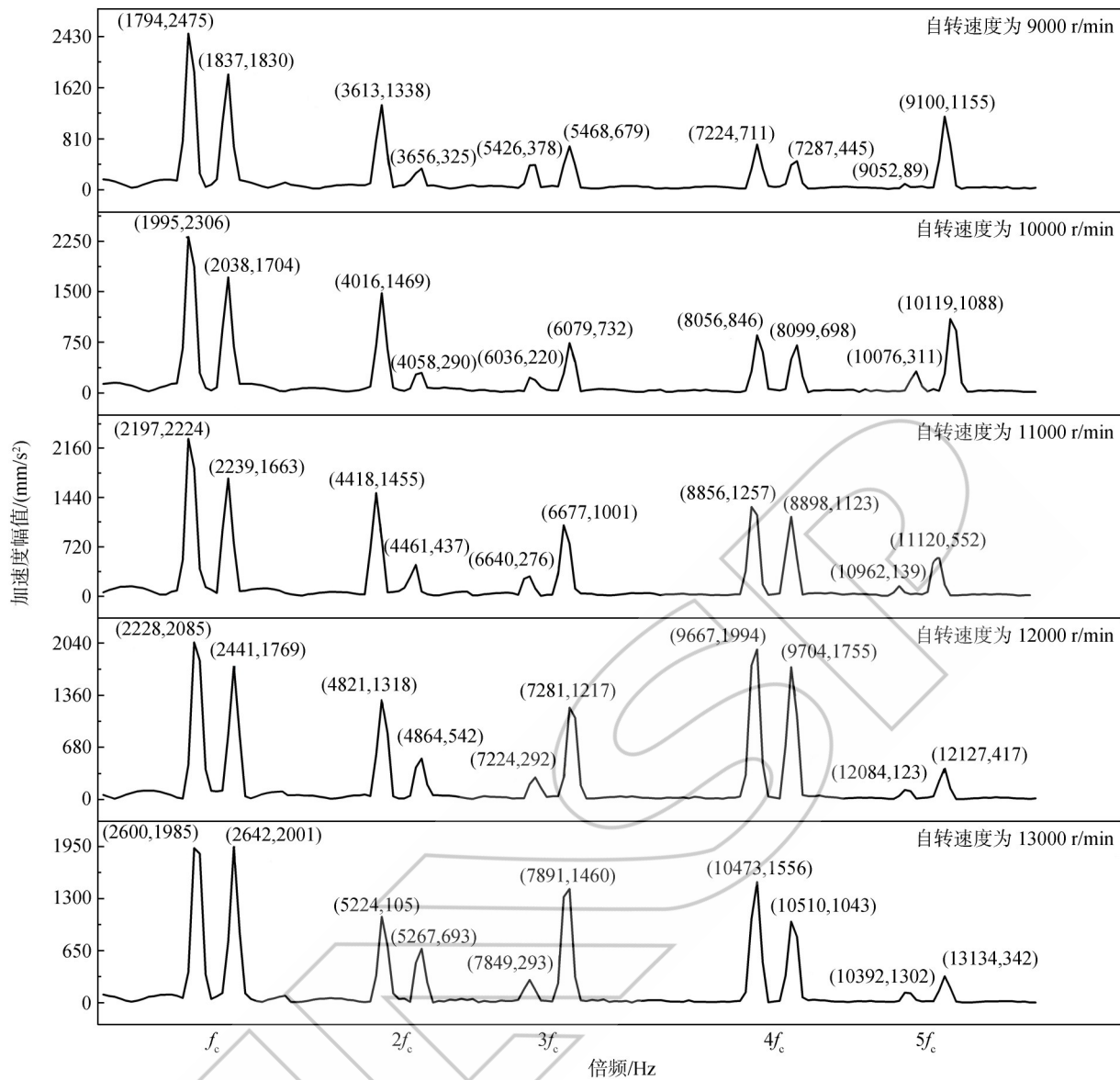


图 14 不同自转速度下保持架振动加速度幅频

Fig.14 Vibration acceleration spectrum of cage with different rotation speeds

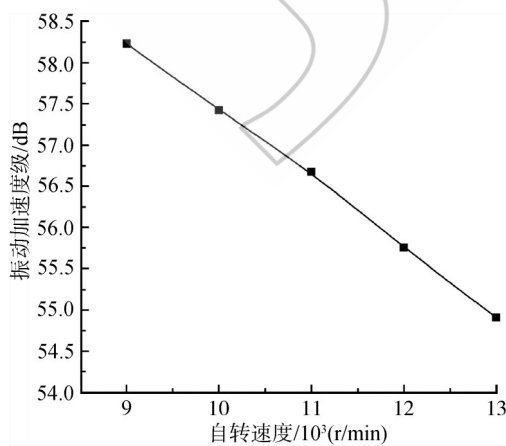


图 15 自转速度与保持架振动加速度级关系

Fig.15 Relationship between rotation speed and vibration acceleration stage of cage

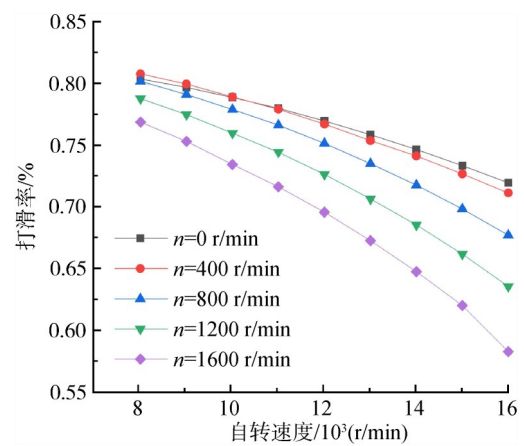


图 16 不同公转情况下保持架打滑率与轴承自转速度的关系

Fig.16 Relationship between cage slip rate and bearing rotation speed under different revolution speeds

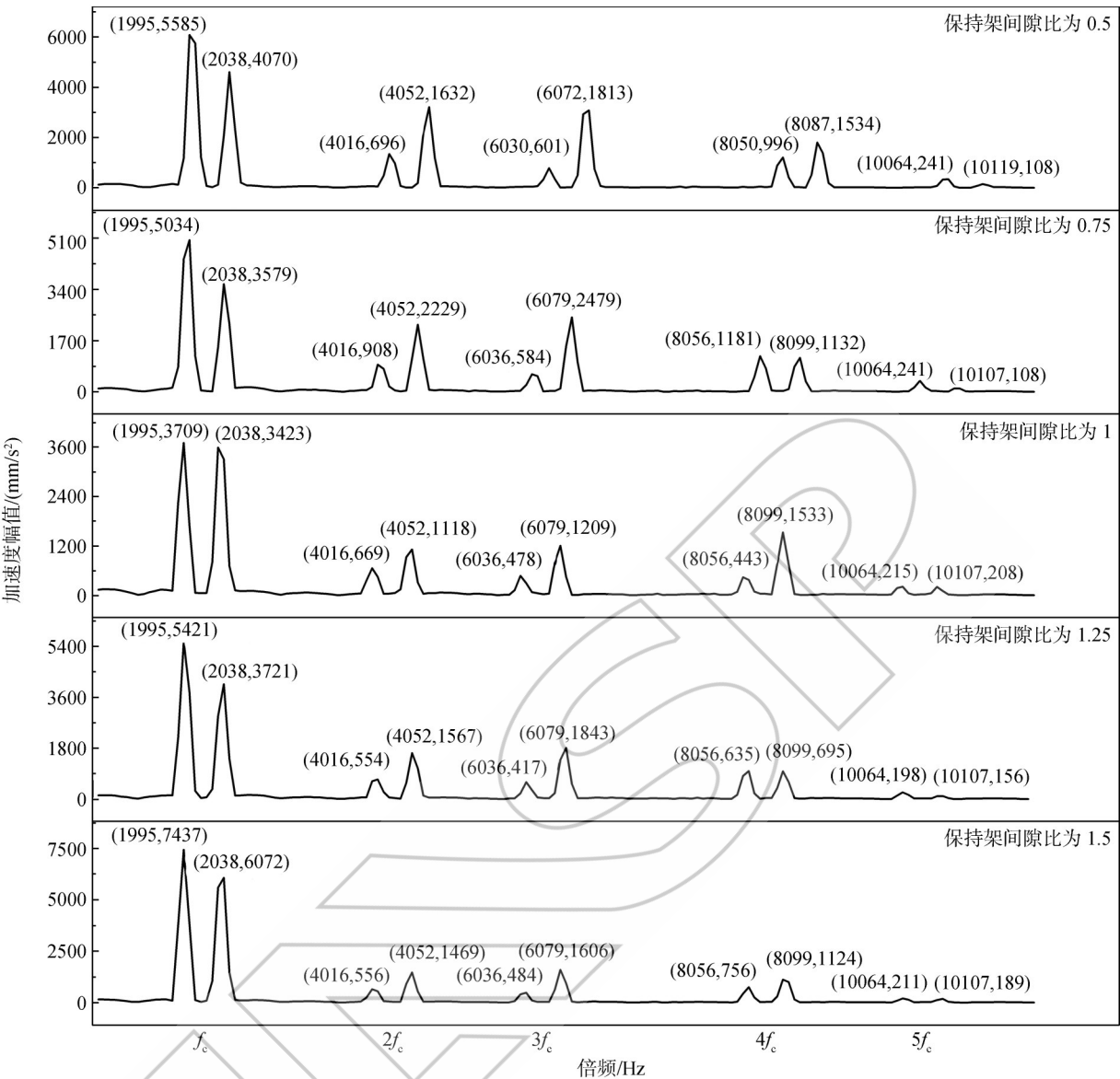


图 17 不同保持架间隙比下的保持架振动加速度幅频

Fig.17 Vibration acceleration spectrum of cage with different gap ratios of cage

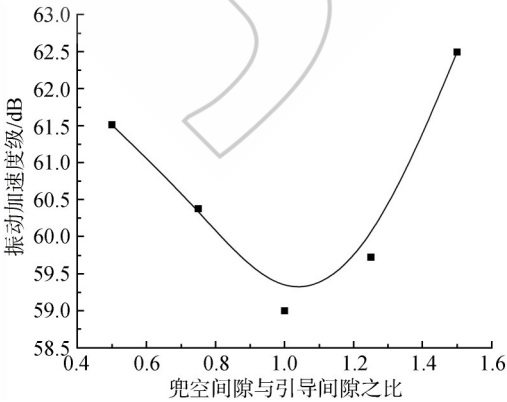


图 18 保持架间隙比与保持架振动加速度级关系图

Fig 18 Relationship between gap ratio of cage and vibration acceleration stage of cage

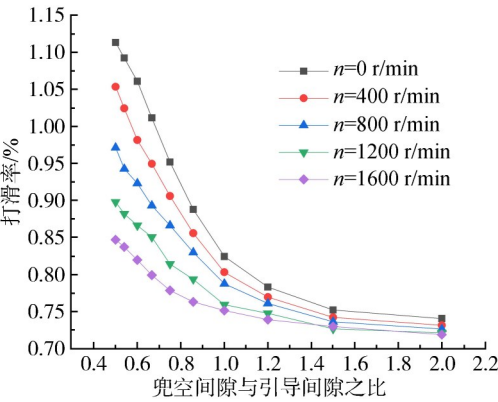


图 19 不同公转情况下的保持架间隙比与保持架打滑率的关系

Fig.19 Relationship between gap ratio and slip rate of cage under different revolution speeds

间隙的变小和油膜的作用,保持架在径向空间上的移动受到限制,外公转离心力对保持架的影响也就越来越小,从而对打滑率的影响越来越小。

3 结 论

本文采用GSTIFF变步长积分法,对滚针轴承动力学微分方程组进行求解,研究了公-自转耦合的滚针轴承保持架振动特性,主要结果如下:

1) 在纯自转工况下,保持架振动加速度整体趋势近似一条直线,保持架振动加速度幅频图各倍频处只有1个幅值。公-自转耦合工况下,振动加速度整体趋势近似是三角函数曲线,保持架振动加速度幅频图各倍频处对应2个幅值且主频对应的第2个幅值的频率随公转速度的增大而增大,在设计时应考虑公转激励产生的振动对保持架使用的影响。

2) 在纯自转工况下,保持架打滑率随径向载荷的增大而减小,随转速的增加而减小,随间隙比的增加而减小。公-自转耦合工况下,保持架打滑率变化趋势与纯自转时相同,但数值减小且打滑率随公转速度的增加而减小,减幅越来越大。

3) 在公-自转耦合工况下,保持架振动程度随径向力的增大而增大,随自转速度的增大而减小,随间隙比的增大先减小后增大,存在一个最优间隙比,使轴承在间隙比为1左右时,稳定性最好。

参考文献:

- [1] 林何,王三民,董金城.斜齿行星齿轮传动系统振动模式与动载特性[J].航空动力学报,2015,30(9):2298-2304.
LIN He, WANG Sanmin, DONG Jincheng. Vibration mode and dynamical characteristics of helical planetary gear train [J]. Journal of Aerospace Power, 2015, 30(9):2298-2304. (in Chinese)
- [2] 廖映华,秦大同,刘长钊.行星齿轮系统载荷分配行为机理及影响因素分析[J].航空动力学报,2015,30(1):201-208.
LIAO Yinghua, QIN Datong, LIU Changzhao. Analysis of behavior mechanism and influential factors of load [J]. Journal of Aerospace Power, 2015, 30(1):201-208. (in Chinese)
- [3] 刘鲁,霍帅,郑凯,等.高DN值滚子轴承保持架断裂分析[J].航空动力学报,2020,35(10):2115-2122.
LIU Lu, HUO Shuai, ZHENG Kai, et al. Analysis of roller bearing cage broken under high DN value [J]. Journal of Aerospace Power, 2020, 35(10):2115-2122. (in Chinese)
- [4] 张丽民,刘邦武,马凤莉.轴承保持架断裂失效分析[J].金属热处理,2019,44(增刊1):44-47.
ZHANG Linmin, LIU Bangwu, MA Fengli. Fracture failure analysis of bearing cage [J]. Heat Treatment of Metals, 2019, 44(Suppl.1):44-47. (in Chinese)
- [5] GUPTA P K. Dynamics of rolling-element bearings: Part I cylindrical roller bearing analysis [J]. Journal of Tribology, 1979, 101(3):303-304.
- [6] 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)
- [7] 景新,曹宏瑞,陈雪峰.保持架打滑对航空发动机主轴承故障特征频率的影响[J].航空动力学报,2019,34(5):1145-1152.
JING Xin, CAO Hongrui, CHEN Xuefeng. Effect of cage slipping on fault characteristic frequencies of aeroengine main-shaft bearings [J]. Journal of Aerospace Power, 2019, 34(5):1145-1152. (in Chinese)
- [8] 黄运生,邓四二,张文虎,等.冲击载荷对铁路轴箱轴承塑料保持架动态性能影响研究[J].振动与冲击,2018,37(1):172-180.
HUANG Yunsheng, DENG Sier, ZHANG Wenhui, et al. Influence of impact loads on the dynamic characteristics of plastic cages in railway axle bearings [J]. Journal of Vibration and Shock, 2018, 37(1):172-180. (in Chinese)
- [9] CUI Yongcun, DENG Sier, NIU Rongjun, et al. Vibration effect analysis of roller dynamic unbalance on the cage of high-speed cylindrical roller bearing [J]. Journal of Sound and Vibration, 2018, 434:314-335.
- [10] STEVENTS K T. Experimental observations on torque variation caused by ball bearing cage instabilities (spin tests) [R]. Risley, UK: the 2nd Space Tribology Workshop, 1980.
- [11] 白晓波,吉晓民,王毅.滚针轴承载荷分布影响因素的分析及其优化[J].机械科学与技术,2014,33(8):1186-1191.
BAI Xiaobo, JI Xiaomin, WANG Yi. Analysis and optimization of load distribution influence factors of needle bearings [J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2014, 33(8):1186-1191. (in Chinese)
- [12] 王春洁,曾福明,王东.航空发动机主轴承中保持架的振动特性分析[J].轴承,2004,4(4):9-11.
WANG Chunjie, ZENG Fuming, WANG Dong. Analysis on cage vibration characteristic of aviation engine spindle bearing [J]. Bearing, 2004, 4(4):9-11. (in Chinese)
- [13] 张涛,陈晓阳,顾家铭,等.高速角接触球轴承保持架不稳定运动机理分析[J].振动与冲击,2019,38(10):233-241, 268.
ZHANG Tao, CHEN Xiaoyang, GU Jiaming, et al. Analysis on the unstable movement mechanism of high-speed angular contact ball bearing cages [J]. Journal of Vibration and Shock, 2019, 38(10):233-241, 268. (in Chinese)
- [14] 姚廷强,黄亚宇,王立华.圆柱滚子轴承多体接触动力学研究[J].振动与冲击,2015,34(7):15-23.
YAO Tingqiang, HUANG Yayu, WANG Lihua. Multibody contact dynamics for cylindrical roller bearing [J]. Journal of Vibration and Shock, 2015, 34(7):15-23. (in Chinese)
- [15] 张文虎,胡余生,邓四二,等.高速圆柱滚子轴承保持架振

- 动特性研究[J].振动与冲击,2019,38(22):85-94.
- ZHANG Wenhui, HU Yusheng, DENG Sier, et al. Cage vibration behaviors of high-speed cylindrical roller bearings[J]. Journal of Vibration and Shock, 2019, 38(22):85-94. (in Chinese)
- [16] 涂文兵.滚动轴承打滑动力学模型及振动噪声特征研究[D].重庆:重庆大学,2012.
- TU Wenbing. Skidding dynamic model of rolling element bearing and features of vibration and noise [D]. Chongqing: Chongqing University, 2012. (in Chinese)
- [17] 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 Liqing, ZHENG Dezhi, et al. Analysis on dynamic characteristics of aero-engine high-speed roller bearings[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2008, 29(2):492-498. (in Chinese)
- [18] 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]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2013, 49(6):38-43. (in Chinese)

(编辑:王碧珺)