

微型调心球轴承摆动工作特性分析及试验*

卓耀彬¹, 叶晓平¹, 周晓军², 孙皓³, 陈彦⁴, 任卓道⁴

(1. 丽水学院工学院 丽水, 323000) (2. 浙江大学流体传动及控制国家重点实验室 杭州, 310027)

(3. 昆明物理研究所 昆明, 650223) (4. 上海天虹微型轴承有限公司 上海, 200125)

摘要 分析了微型调心球轴承的高速摆动工作特性, 建立轴承在径向载荷下的非线性静力学平衡方程组并求解, 从而得到微型调心球轴承的负荷分布、支撑刚度、额定负荷、摆动寿命和摩擦力矩等特性指标。为了模拟轴承高速摆动和交变载荷的实际工况, 研制一微型调心球轴承高速摆动寿命试验系统。该系统通过曲柄导杆机构实现高速摆动工况, 采用飞轮减低机械系统的速度波动, 通过正弦机构实现径向脉冲加载, 采用测量切向力的方式监测摩擦力矩, 采用红外温度传感器观测轴承温度变化。本研究的轴承理论分析与试验系统为微型调心球轴承工作特性指标的确定提供依据, 也为其他微型轴承的研究提供参考。

关键词 微型调心球轴承; 负荷分布; 高速摆动; 试验系统

中图分类号 TP274.2; TH133

引言

调心球轴承由于其优越的自动调心性能, 可补偿内圈与外圈的同轴度误差, 适用于轴与壳体不能严格保证对中的场合, 此类轴承广泛应用于农业机械、轻工机械、军工机械等行业^[1-3]。小型斯特林制冷机是红外探测器的重要元件^[4-5], 笔者所述的微型调心球轴承由上海天虹微型轴承有限公司生产, 其替换原有双外圈结构的联轴轴承, 安装于制冷机的活塞与连杆之间, 具有简化结构、降低装配难度、提高可靠性等优点。

微型调心球轴承作为小型斯特林制冷机新的关键机械部件, 最高摆动频率 ≥ 20 Hz, 且受到与摆角对应的交变载荷作用, 其工作特性直接影响到制冷机系统的整机性能, 因此必须对微型调心球轴承的工作特性进行详细的理论分析与试验测试。现有的轴承摆动试验装置一般都只针对自润滑关节轴承^[6-9], 最高摆动频率 ≤ 3.6 Hz, 而文献^[10]中描述的高速轴承摆动试验装置, 其施加的轴承载荷不能跟随摆角的变化而变化, 且试验装置尺寸规格不适用于笔者所述的微型轴承。

因此, 笔者对微型调心球轴承摆动工作特性进行详细的理论分析, 研制一微型调心球轴承高速摆

动寿命试验系统, 其可模拟高速摆动和脉动载荷的实际工况, 同时监测轴承的振动、摆频、温度、载荷及摩擦力矩等重要状态信息。

1 微型调心球轴承工作特性分析

1.1 轴承概述

微型调心轴承由外圈、内圈、钢球和密封盖等组成, 如图 1 所示。外圈内侧为凹球面, 钢球密排于内圈的两条环形滚道上。由于其调心性能, 可以自动补偿活塞与连杆的同轴度误差, 节约制造和装配成本。微型调心轴的结构尺寸参数如表 1 所示。

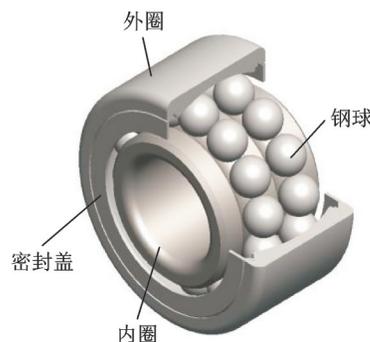


图 1 微型调心球轴承

Fig.1 The miniature self-aligning ball bearing

* 国家自然科学基金资助项目(61772247);浙江省自然科学基金重点资助项目(LZ21F020003);浙江省自然科学基金资助项目(LY18F030001, LY20E050002);浙江省基础公益研究计划资助项目(LGG18E050001);丽水市重点研发资助项目(2016ZDYF15);浙江省特色文创产品数字化设计与智能制造重点实验室资助项目

收稿日期:2019-07-31;修回日期:2020-03-25

表1 微型调心球轴承几何参数

Tab.1 The geometric parameters of miniature self-aligning ball bearings

几何参数	数值
钢球直径 D_b /mm	1.2
外圈球面半径 r_o /mm	3.5
每列钢球数量 Z	14
内圈沟曲率半径 r_i /mm	0.63
法向游隙 u_n /mm	0
初始接触角 α_0 /°	15

1.2 轴承运动和受载分析

如图2所示,活塞、轴和微型调心球轴承内圈固联,连杆与轴承外圈固联,活塞沿缸壁上下往复移动,连杆的运动形式为平移与旋转的复合运动。制冷机的曲轴工作转速 $n > 1200$ r/min。对轴承而言,外圈相对内圈做摆动运动,摆动幅度 $\beta \approx 5^\circ$ 。

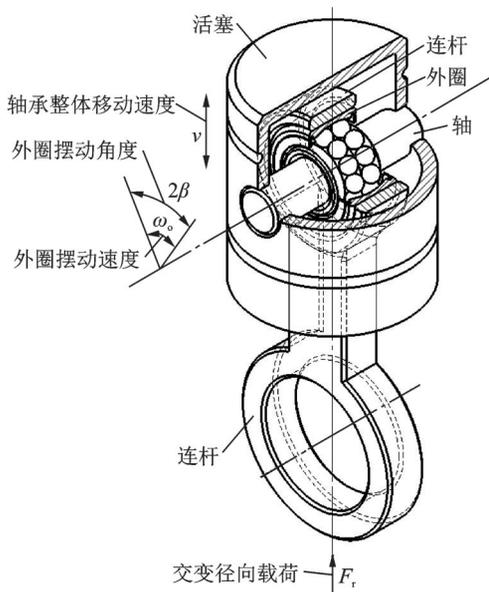


图2 微型调心球轴承运动分析

Fig.2 The motion analysis of miniature self-aligning ball bearing

基于经典的赫兹弹性接触理论和变形协调理论^[11-12],当微型调心球轴承受轴向和径向载荷同时作用时,其负荷分布情况如图3所示,可见不同滚道和不同位置上的钢球,其实际接触角和负荷都各不相同。图3中: ψ_i 为第*i*个钢球的周向位置角; $\psi_0 = 0^\circ, \dots, \psi_i = i360^\circ/Z, i=0, 1, \dots, Z-1$; $\alpha_{1\psi_i}, \alpha_{2\psi_i}$ 为滚道1,2上第*i*个钢球的实际接触角; $Q_{1\psi_i}, Q_{2\psi_i}$ 为滚道1,2上第*i*个钢球的接触负荷。

理论上连杆与活塞之间无轴向力作用,因此轴

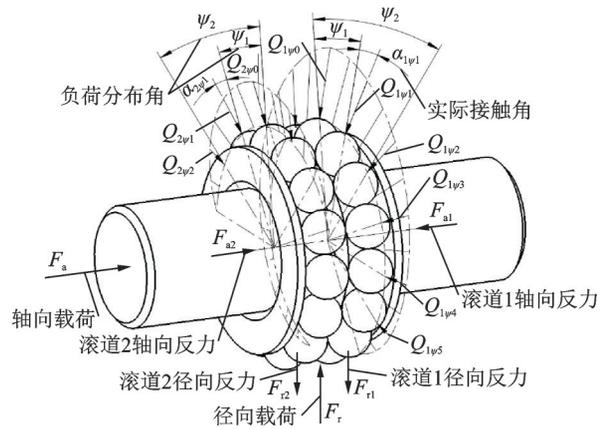


图3 微型调心球轴承受载分析

Fig.3 The load analysis of miniature self-aligning ball bearing

承不承受轴向载荷,即 $F_a = 0$,则有

$$F_{a1} = F_{a2} \tag{1}$$

径向载荷 F_r 的大小和方向随活塞位置和运动方向的变化而变化,因此 F_r 为周期交变载荷,由于两滚道的载荷分布完全对称,则有

$$F_{r1} = F_{r2} = 0.5F_r \tag{2}$$

1.3 轴承变形和接触负荷分析

当微型调心球轴承受轴向和径向载荷同时作用时,假设外圈滚道曲率中心 O_e 固定,则内圈滚道沟曲率中心 O_i 相对于 O_e 分别产生径向移动量 δ_r 和轴向移动量 δ_a ,考虑法向游隙 u_n ,则在角位置 ψ_i 处,钢球和内、外圈的变形几何关系如图4所示。由于微型调心球轴承不受轴向载荷,因此 O_i 相对于 O_e 只有径向移动,即 $\delta_a = 0$ 。图4中: $A = \overline{O_e O_o} = r_i + r_o - D_b$; $\delta_{1\psi_i}, \delta_{2\psi_i}$ 为滚道1,2上第*i*个钢球处的总变形量。

可求得 $\delta_{1\psi_i}$ 和 $\delta_{2\psi_i}$

$$\delta_{1\psi_i} = \delta_{2\psi_i} = \left[(h + \delta_r \cos \psi_i)^2 + c^2 \right]^{1/2} - A \tag{3}$$

其中: $h = (A - u_n/2) \cos \alpha_0$ 为 O_i 与 O_e 的初始径向距离; $c = (A - u_n/2) \sin \alpha_0$ 为 O_i 与 O_e 的初始轴向距离。

基于经典的赫兹弹性接触理论,当钢球与内、外圈滚道在负荷 Q 作用下,将分别产生椭圆形弹性接触区 Ω_i 和圆形接触区 Ω_o , δ_i, δ_o 分别为钢球与内、外套圈接触的弹性变形量。

可得总弹性变形量 δ_n 为

$$\delta_n = \delta_i + \delta_o \tag{4}$$

总弹性变形量 δ_n 与负荷 Q 的关系为

$$\delta_n = K_n Q^{2/3} \tag{5}$$

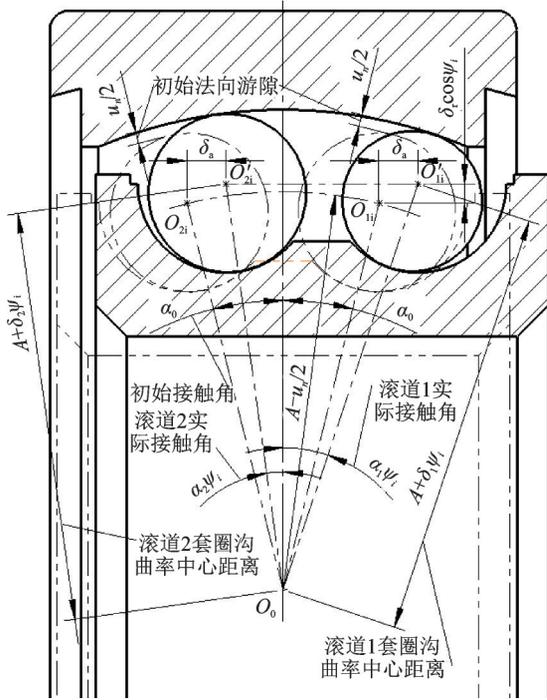


图 4 微型调心球轴承变形分析

Fig.4 The deformation analysis of miniature self-aligning ball bearing

其中: \$K_n\$ 为由材料和几何尺寸确定的系数。

如图 3 所示, 只有部分钢球承受载荷, 设 \$2\psi_L\$ 为负荷分布区夹角, 则有

$$\psi_L = \arccos \left[\frac{(A^2 - c^2)^{1/2} - h}{\delta_r} \right] \quad (6)$$

当钢球处于负荷分布区外时, 则有 \$\delta_{\psi_i} = 0\$, 即 \$Q = 0\$; 当钢球处于负荷分区内时, 可得接触负荷 \$Q_{1\psi_i}, Q_{2\psi_i}\$ 为

$$Q_{\psi_i} = Q_{1\psi_i} = Q_{2\psi_i} = (\delta_{\psi_i} / K_n)^{3/2} \quad (7)$$

考虑微型调心球轴承的径向和轴向受力的平衡关系, 则有

$$F_{r1} = F_{r2} = \sum_{i=0}^{Z-1} Q_{\psi_i} \cos \alpha_{\psi_i} \cos \psi_i \quad (8)$$

$$F_{a1} = F_{a2} = \sum_{i=0}^{Z-1} Q_{\psi_i} \sin \alpha_{\psi_i} \quad (9)$$

其中

$$\cos \alpha_{\psi_i} = \frac{h + \delta_r \cos \psi_i}{\left[(h + \delta_r \cos \psi_i)^2 + c^2 \right]^{1/2}}$$

$$\sin \alpha_{\psi_i} = \frac{c}{\left[(h + \delta_r \cos \psi_i)^2 + c^2 \right]^{1/2}}$$

式(1)~(9)即为轴承在纯径向载荷下的非线性静力学平衡方程组, 通过迭代算法, 可得微型调心球

轴承在径向载荷 \$F_r\$ 下的径向变形量 \$\delta_r\$, 进而求得各个钢球处的接触负荷 \$Q_{\psi_i}\$。

当法向游隙 \$u_n = 0, F_r = 60\$ N 时, 滚道 1 和滚道 2 的接触负荷分布情况相同, 最大接触负荷 \$Q_{\max} = 9.697\$ N, 在负荷分布区中心处。当 \$F_r = 60\$ N 时, 接触负荷分布与法向游隙 \$u_n\$ 的变化情况如图 5 所示。随着 \$u_n\$ 的减小, 最大接触负荷 \$Q_{\max}\$ 是先减小后增大, 当 \$u_n \approx -2.5\$ \$\mu\$m 时, \$Q_{\max}\$ 达到最小值为 \$(Q_{\max})_{\min} = 8.618\$ N。考虑在摆动工况下, \$Q_{\max}\$ 是影响接触疲劳寿命的主要因素, \$u_n\$ 应取 \$[-2.5, 0]\$ \$\mu\$m 为宜。

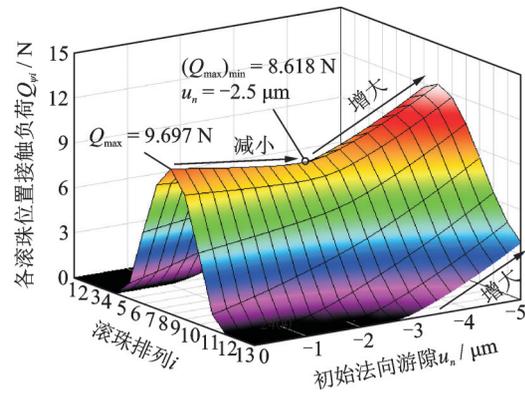


图 5 游隙对接触负荷的影响

Fig.5 The effect of clearance on contact load

1.4 轴承支撑刚度分析

微型调心球轴承的径向刚度 \$K_r\$ 表示为

$$K_r = F_r / \delta_r \quad (10)$$

当 \$u_n = 0\$ 时, \$K_r\$ 随径向载荷 \$F_r\$ 的变化情况如图 6 所示。\$K_r\$ 随着 \$F_r\$ 的增大而增大, 但是增大的幅度逐渐减小。当 \$F_r = 1\$ N 时, \$K_r = 7.15 \times 10^6\$ N/m; 当 \$F_r = 60\$ N 时, \$K_r = 19.4 \times 10^6\$ N/m, 径向位移 \$\delta_r = 3.1\$ \$\mu\$m。

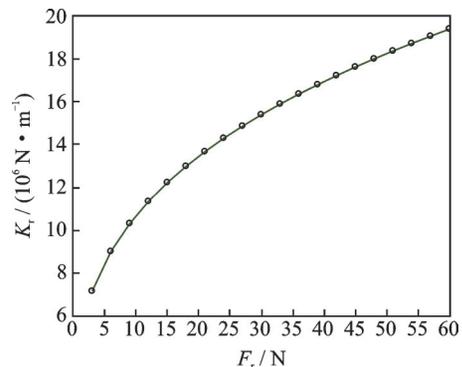


图 6 径向载荷对径向刚度的影响

Fig.6 The influence of radial load on radial stiffness

可见:当 F_r 较小时, K_r 也较小;若 $u_n > 0$, 且 F_r 为交变载荷时, 轴承将承受冲击载荷;若要避免冲击载荷, 且提高径向刚度 K_r , 则须尽量减小法向游隙 u_n 。

1.5 轴承额定负荷分析

要分析微型调心球轴承的摆动工作寿命, 须首先分析轴承的负荷分布和受力循环规律。当轴承内圈做摆动运动, 摆动幅度为 2β , 外圈相对静止时, 轴承负荷分布如图 7 所示, D_m 为轴承平均直径。当 $F_a = 0, u_n = 0$ 时, $2\psi_L \approx 180^\circ$ 。

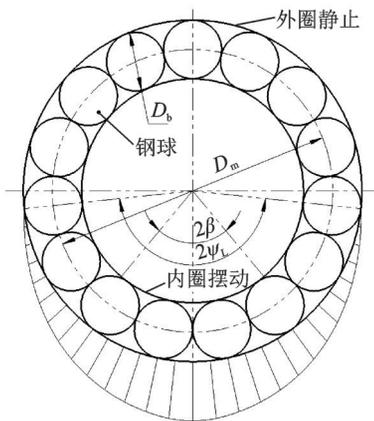


图 7 微型调心球轴承摆动运动时负荷分布

Fig.7 The load distribution of miniature self-aligning ball bearing in an oscillating application

设制冷机曲轴转速为 n , 则内圈平均速度 \bar{n}_i 为

$$\bar{n}_i = \frac{n\beta}{90} \quad (11)$$

忽略钢球和内、外圈之间的相对滑动, 则可得内圈滚道负荷分布区上某点每分钟应力循环次数 $N_{i, \min}$ 为

$$N_{i, \min} = \frac{n\beta Z}{180} \left(1 + \frac{D_b}{D_m} \cos\alpha_0 \right) \quad (12)$$

当摆动幅度 $\beta \leq \psi_L$ 时, 同理可得外圈滚道负荷分布区上某点每分钟应力循环次数 $N_{o, \min}$ 为

$$N_{o, \min} = \frac{n\beta Z}{180} \left(1 - \frac{D_b}{D_m} \cos\alpha_0 \right) \quad (13)$$

1.5.1 额定动负荷

内圈额定接触负荷 Q_{ic} 为

$$Q_{ic} = A \left(\frac{r_i}{r_i - R} \right)^{0.41} \frac{(1-\gamma)^{1.39}}{(1+\gamma)^{1/3}} \left(\frac{D_b}{D_m} \right)^{0.3} D_b^{1.8} Z^{-1/3} \quad (14)$$

其中: A 为材料常数; γ 为轴承几何常数, $\gamma = D_b \cos\alpha_0 / D_m$ 。

外圈额定接触负荷 Q_{oc} 为

$$Q_{oc} = A \left(\frac{r_o}{r_o - R} \right)^{0.41} \frac{(1+\gamma)^{1.39}}{(1-\gamma)^{1/3}} \left(\frac{D_b}{D_m} \right)^{0.3} D_b^{1.8} Z^{-1/3} \quad (15)$$

内圈额定动载荷 C_i 为

$$C_i = Q_{ic} Z \cos\alpha_0 \frac{J_r(0.5)}{J_1(0.5)} \quad (16)$$

其中: $J_r(0.5) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\psi_L}^{+\psi_L} \cos\psi^{\frac{5}{2}} d\psi$; $J_1(0.5) = \left(\frac{1}{2\pi} \int_{-\psi_L}^{+\psi_L} \cos\psi^{\frac{9}{2}} d\psi \right)^{\frac{1}{3}}$ 。

外圈额定动负荷 C_o 为

$$C_o = Q_{oc} Z \cos\alpha_0 \frac{J_r(0.5)}{J_2(0.5)} \quad (17)$$

其中: $J_2(0.5) = \left(\frac{1}{2\pi} \int_{-\psi_L}^{+\psi_L} \cos\psi^5 d\psi \right)^{\frac{3}{10}}$ 。

只考虑单边钢球时, 额定动负荷为 C' 为

$$C' = \left[1 + \left(\frac{C_i}{C_o} \right)^{\frac{10}{3}} \right]^{-\frac{3}{10}} C_i \quad (18)$$

因微型调心球轴承有两列钢球, 可得轴承的额定动负荷 C 为

$$C = 2^{0.7} C' \approx 398 \text{ (N)} \quad (19)$$

1.5.2 额定静负荷

内圈额定静负荷 C_{i0} 为

$$C_{i0} = 27.74 J_r(0.5) \left[\frac{2f_i(1-\gamma)}{2f_i-1} \right]^{1/2} Z D_b^2 \cos\alpha_0 \quad (20)$$

其中: $f_i = r_i / D_b$ 为内圈沟曲率半径系数。

外圈额定静负荷 C_{o0} 为

$$C_{o0} = 27.74 J_r(0.5) \left[\frac{2f_o(1+\gamma)}{2f_o-1} \right]^{1/2} Z D_b^2 \cos\alpha_0 \quad (21)$$

其中: $f_o = r_o / D_b$ 为外圈沟曲率半径系数。

可得外圈是最薄弱环节, 所以额定静负荷 C_o 为

$$C_o = C_{o0} = 150 \text{ (N)} \quad (22)$$

1.6 轴承摆动寿命分析

根据疲劳累计损伤原理, 当可靠性 $S = 90\%$ 时, 可得轴承摆动寿命 L_{10} 为

$$L_{10} = 10^6 \frac{90 \left(\frac{C}{P} \right)^3}{\beta 60n} = 86315 \text{ (h)} \quad (23)$$

其中: P 为当量动载荷。

当 $F_r \in [0, 60] \text{ N}$ 时, P 为

$$P = \sqrt{\frac{0^2 + 60^2}{2}} = 42.4 \text{ (N)} \quad (24)$$

可靠性 $S = 99\%$ 时,轴承摆动寿命 L_h 为

$$L_h = L_{10} \left(\frac{\ln S}{\ln 0.9} \right)^{1/1.5} = 18\,126 \text{ (h)} \quad (25)$$

1.7 轴承摩擦力矩分析

轴承的总摩擦力矩 $M = M_0 + M_1$, 其中 M_0 是与轴承类型、转速和润滑油性质有关的摩擦力矩, 可得 M_0 为

$$M_0 = 2 \times 10^{-7} f_0 (v n_i)^{2/3} D_m^3 \quad (26)$$

其中: f_0 为与轴承类型和润滑方式有关的系数; v 为润滑剂的运动黏度; n_i 为轴承内圈瞬时转速。

M_1 是与轴承所承载荷有关的摩擦力矩, 可得 M_1 为

$$M_1 = f_1 P D_m \quad (27)$$

其中: f_1 为与轴承类型和所承载荷有关的系数。

当曲轴转速 $n = 1200 \text{ r/min}$, 径向载荷为脉动载荷, $F_r \in [0, 60] \text{ N}$ 时, 可得总摩擦力矩 M 呈现正弦曲线变化规律, 当摆动方向改变时, 摩擦力矩的方向也随之改变, M 的理论幅值为 $105.8 \text{ N} \cdot \mu\text{m}$ 。

2 试验系统关键技术

2.1 试验原理

试验系统应尽量模拟出微型调心球轴承的实际工况, 即在交变径向载荷下的高速摆动, 同时摆动频率、摆动幅度及载荷大小应可调。摆动轴承的失效形式主要有疲劳点蚀、塑性变形、摩擦力矩增大及温升过高等, 因此试验过程中的载荷、振动、摩擦力矩及温度等都需要实时监测。

2.2 轴承摆动运动方案

如图8所示, 采用曲柄导杆机构实现转动到摆动的运动转换, 通过变频器调节驱动电机转速, 实现不同的摆频。曲柄轴上安装飞轮, 增大旋转部件的转动惯量, 以降低曲柄和导杆引起的速度波动幅度, 曲柄轴端设有不同曲柄孔位实现曲柄的长度调节, 从而改变试验轴承的摆动幅度。

2.3 正弦脉冲加载方案

如图9所示, 弹簧外套、滑块和推杆固联, 曲柄的旋转运动通过正弦机构转换为滑块的上下移动,

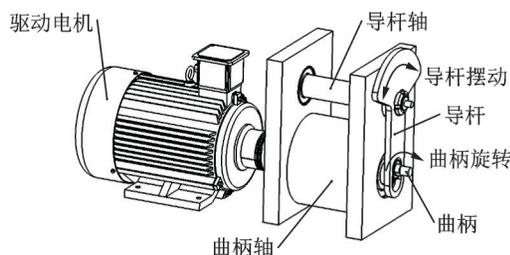


图8 轴承摆动运动方案

Fig.8 The oscillating motion scheme of bearing

弹簧调整套与弹簧外套两者可调整轴向相对位置, 从而调整加载弹簧的初始压缩量。滑块的上下移动, 带动弹簧调整套压缩加载弹簧, 产生正弦脉冲径向载荷 F_r , 通过载荷力传感器、加载钢球和外套施加于试验轴承。径向力经过加载钢球施加到试验轴承, 可减少加载处摩擦力对摩擦力矩监测的影响, 通过载荷力传感器监测载荷 F_r 的变化情况。

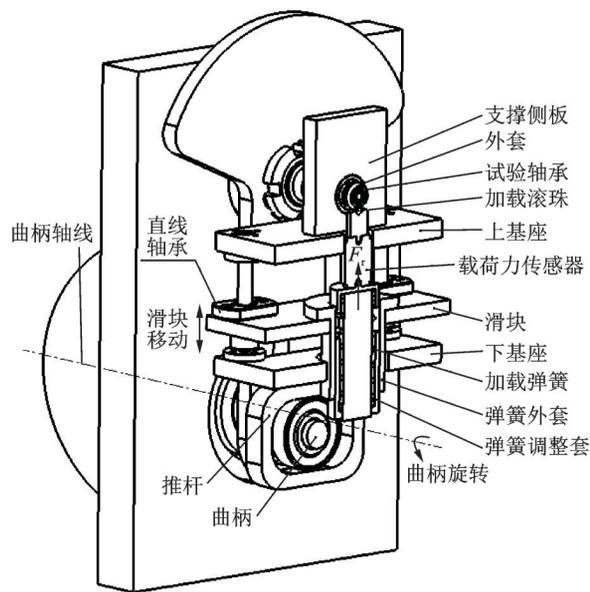


图9 正弦脉冲加载方案

Fig.9 The sinusoidal pulse loading scheme

2.4 温度和摩擦力矩监测方案

如图10所示, 试验轴承内圈与导杆轴固联, 作摆动运动, 试验轴承外圈与外套固联, 切向力传感器通过连接杆和连接块与外套固联, 力传感器与基座固定约束, 从而限制试验轴承外圈的运动。通过测量切向力 F_t , 监测试验轴承摆动时内圈给外圈的摩擦力矩 $M = F_t d$, 从而判断轴承是否出现失效情况。 d 为 F_t 到试验轴承轴线的距离, 红外温度传感器监测加载处附近轴承的温升情况。

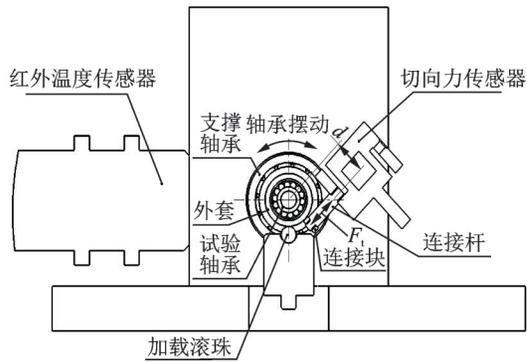


图10 温度和摩擦力矩检测方案

Fig.10 The detection scheme of temperature and friction moment

2.5 试验系统信号采集和控制方案

如图11所示,试验系统以PC为上位机,为控制显示终端;以PLC为下位机,辅助开关量输入输出控制;PC与变频器进行串口通讯,实现电机转速的控制和反馈;载荷力传感器、振动传感器、切向力传感器和红外温度传感器的模拟量信号通过板卡USB-6343实时采集。

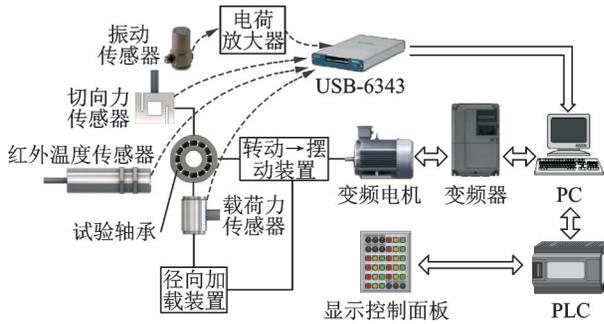


图11 信号采集和电气控制方案

Fig.11 The scheme signal acquisition and electrical control

2.6 试验系统软件方案

试验轴承的摆动疲劳寿命必须针对数量足够的一批轴承,因此并行若干轴承试验组成整体试验系统。试验系统软件采用LabVIEW平台开发^[13-15],其同时采集各轴承试验的状态信息,如摩擦力矩、载荷、温度和振动加速度等,进行分析、统计、显示和储存等功能。

3 试验系统技术指标及实例分析

3.1 试验系统技术指标

本研究开发的微型调心球轴承摆动工作特性试

验台如图12所示,试验台达到的主要技术参数有:①摆频调整幅度为 $n \in [50, 1500]$ 次/min;②摆角调整幅度为 $\beta \in [0, 6.5]^\circ$;③载荷调整幅度为 $F_r \in [0, 100]$ N;④振动加速度测量范围为 $[-500, 500]$ g;⑤温度测量精度及范围为 1°C , $[-20, 300]^\circ\text{C}$;⑥载荷测量精度及范围为 0.2N , $[0, 200]$ N;⑦摩擦力矩测量精度及范围为 $5\text{N}\cdot\mu\text{m}$, $[-5, 5]$ N·mm;⑧模拟信号采样通道数和频率为 $32, 500$ kS/s。



图12 微型调心球轴承摆动工作特性试验台

Fig.12 The test bed for operational characteristics of miniature self-aligning ball bearings in an oscillating application

3.2 试验数据分析

试验过程中轴承的径向载荷 F_r 的变化情况如图13所示,可知通过正弦机构作用于加载弹簧,很好地实现了预定的径向载荷正弦脉冲加载规律。

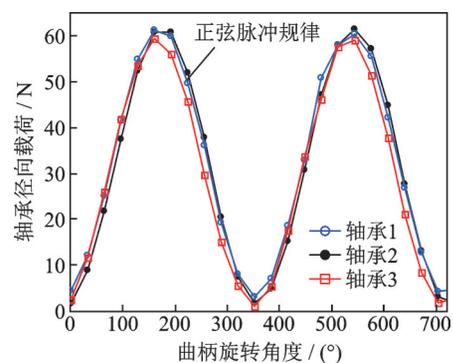
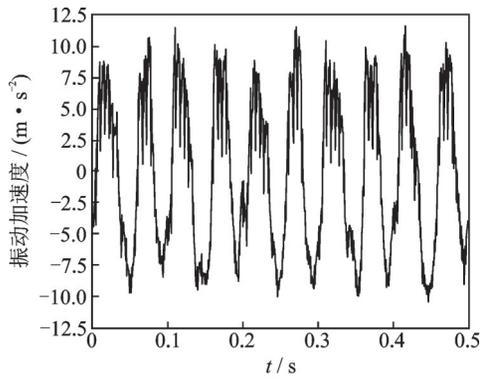


图13 轴承径向载荷

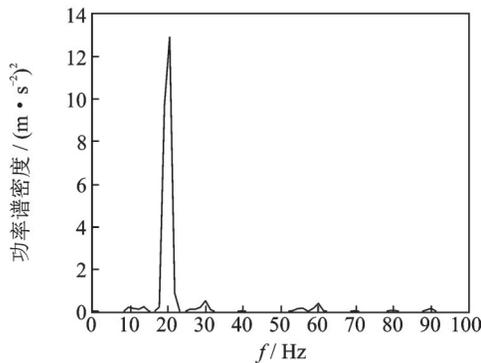
Fig.13 The radial load of bearing

当曲轴转速 $n = 1200$ r/min时,轴承基座处测得的振动加速度信号如图14(a)所示,对加速度信号进行功率谱密度分析,如图14(b)所示,可得加速度信号的主要成分是频率为 20Hz 的周期信号,此频率值与曲轴旋转频率和正弦脉冲载荷频率一致。

轴承摩擦力矩 M 的变化情况如图15所示,可见



(a) 振动加速度信号
(a) The vibration acceleration signal



(b) 功率谱密度分析
(b) The power spectral density analysis

图14 振动加速度信号及分析

Fig.14 The analysis of vibration acceleration signal

当轴承做摆动运动时,随着摆动运动方向的变化,摩擦力矩方向也随之改变,呈现正弦规律变化,与上文的理论分析结果一致。由于轴承初始游隙及制造装配误差的影响,各个轴承的摩擦力矩 M 幅值各不相同。

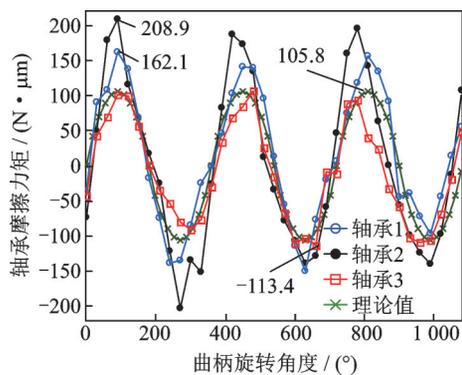


图15 轴承摩擦力矩

Fig.15 The friction moment of bearing

轴承温度的变化情况如图16所示,可见轴承温度经历了剧烈温升、平稳温升和热平衡的变化过程,达到热平衡后,轴承进入正常运行阶段。由于轴承实际载荷 P 远小于轴承额定动负荷 C ,所以轴承温度变化不大,热平衡温度只比初始温度高了约 2°C 。

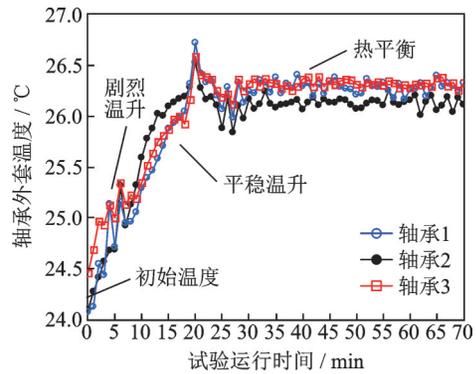


图16 轴承温度变化

Fig.16 The variation of bearing temperature

4 结论

1) 建立轴承在径向载荷下的非线性静力学平衡方程组并求解,从而得到轴承负荷分布、支撑刚度、额定负荷、摆动寿命和摩擦力矩等特性指标。

2) 通过分析法向游隙和轴承最大接触负荷的关系,得出法向游隙的推荐值。

3) 研制一微型调心球轴承高速摆动寿命试验系统,模拟轴承高速摆动和交变载荷的实际工况。试验系统为微型调心球轴承高速摆动的工作特性指标确定及寿命预测提供了试验依据。

4) 交变载荷、摩擦力矩等的理论分析与试验结果相一致,部分验证了理论公式与试验方法的正确性。

参 考 文 献

- [1] 卓耀彬,周晓军. 游隙对双列调心球轴承静力学性能影响及游隙控制分析[J]. 农业工程学报, 2013, 29(19): 63-70.
ZHUO Yaobin, ZHOU Xiaojun. Analysis of effect of clearance on static mechanical behavior for double row self-aligning ball bearing and control of clearance [J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2013, 29(19): 63-70. (in Chinese)
- [2] 卓耀彬,周晓军. 高速滚珠关节轴承的动力学特性分析[J]. 机械工程学报, 2015, 51(5): 37-46.
ZHUO Yaobin, ZHOU Xiaojun. Dynamic characteristic analysis of high-speed spherical ball Bearing [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2015, 51(5): 37-46. (in Chinese)
- [3] ZHUO Y, ZHOU X, YANG C. Dynamic analysis of double-row self-aligning ball bearings due to applied loads, internal clearance, surface waviness and number of balls [J]. Journal of Sound and Vibration, 2014, 333(23): 6170-6189.

- [4] 孙皓, 陈晓屏. 平行轴布置的斯特林制冷机设计原理与应用分析[J]. 真空与低温, 2015(2):82-85.
SUN Hao, CHEN Xiaoping. The principle and applications of parallel-axis layout stirling cooler[J]. Vacuum & Cryogenics, 2015(2):82-85.(in Chinese)
- [5] 孙皓, 陈晓屏, 乔勇. 小型斯特林制冷机的航空应用与发展趋势[J]. 红外技术, 2015, 37(11): 906-910.
SUN Hao, CHEN Xiaoping, QIAO Yong. A review of micro stirling cooler for aero[J]. Infrared Technology, 2015, 37(11): 906-910.(in Chinese)
- [6] 卢建军, 邱明, 李迎春. 自润滑向心关节轴承加速寿命试验及寿命分析[J]. 机械传动, 2016(10):105-109.
LU Jianjun, QIU Ming, LI Yingchun. Accelerated life test and life analysis of self-lubricating radial spherical plain bearing[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2016(10):105-109.(in Chinese)
- [7] 从志斌, 李宝福, 李如琰. 自润滑关节轴承摆动摩擦力矩的测量方法[J]. 计量与测试技术, 2016, 43(9): 43-46.
CONG Zhibin, LI Baofu, LI Ruyan. Measuring method for swinging friction torque of self-lubricating joint bearing [J]. Metrology & Measurement Technique, 2016, 43(9): 43-46.(in Chinese)
- [8] 黄雄荣. 采用金属陶瓷涂层的自润滑关节轴承性能分析[J]. 轴承, 2018(7): 48-52.
HUANG Xiongrong. Analysis on performances of self-lubricating spherical plain bearings with cermet coatings [J]. Bearing, 2018(7): 48-52.(in Chinese)
- [9] 李俊超, 朱丽娜, 马国政, 等. 自润滑关节轴承质量检测及寿命评估研究现状[J]. 材料导报, 2018, 32(21): 3796-3804.
LI Junchao, ZHU Lina, MA Guozheng, et al. Research status on quality inspection and life evaluation of self-lubrication spherical plain bearings [J]. Materials Review, 2018, 32(21): 3796-3804.(in Chinese)
- [10] 卓耀彬, 周晓军, 陆林侦, 等. 高速关节轴承的摆动工作特性检测系统研制[J]. 仪器仪表学报, 2014, 35(3): 593-600.
ZHUO Yaobin, ZHOU Xiaojun, LU Linzhen, et al. Research on the inspection system for high-speed spherical bearing performance characteristics in an oscillating application [J]. Chinese Journal of Scientific Instru-
- ment, 2014, 35(3):593-600.(in Chinese)
- [11] HARRIS T A. Rolling bearing analysis [M]. 5th ed. New York:John Wiley & Sons Inc, 2006:119-130.
- [12] 罗继伟, 罗天宇. 滚动轴承分析计算与应用[M]. 北京: 机械工业出版社, 2009:1-10.
- [13] 王灿, 王嘉乐, 会强, 等. Hilbert-Huang 变换在机车滚动轴承故障诊断中的应用[J]. 振动、测试与诊断, 2013, 33(S1): 184-187.
WANG Can, WANG Jiale, HUI Qiang, et al. Application of fault diagnosis of locomotive rolling bearings based on HHT of LabVIEW [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2013, 33(S1): 184-187.(in Chinese)
- [14] 陈无畏, 谈东奎, 汪洪波, 等. 一类基于轨迹预测的驾驶员方向控制模型[J]. 机械工程学报, 2016, 52(14): 106-115.
CHEN Wuwei, TAN Dongkui, WANG Hongbo, et al. A class of driver directional control model based on trajectory prediction [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2016, 52(14): 106-115.(in Chinese)
- [15] 姚新科, 彭瀚旻, 胡捷, 等. 基于压电双晶片的风速辨识系统[J]. 振动、测试与诊断, 2018, 38(1):190-195.
YAO Xinke, PENG Hanmin, HU Jie, et al. Wind speed identification system based on piezoelectric bimorphs[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2018, 38(1):190-195.(in Chinese)



第一作者简介:卓耀彬,男,1981年1月生,讲师。主要研究方向为机械制造自动化、检测技术及机械动力学。曾发表《Dynamic analysis of double-row self-aligning ball bearings due to applied loads, internal clearance, surface waviness and number of balls》(《Journal of Sound and Vibration》2014, Vol. 333, No.23)等论文。

E-mail :zhuoyaobin@163.com

通信作者简介:叶晓平,男,1965年9月生,教授。主要研究方向为精密机械、测试技术、数字化制造与3D打印等。

E-mail :anst_yxp@163.com