文章编号　1004-924X(2016)04-0844-11

关节轴承寿命试验机在线磨损量检测综合误差建模

李　巍，胡占齐*，杨育林，周海丽，郑晓强
（燕山大学 自润滑关节轴承共性技术航空科技重点实验室，河北 秦皇岛 066004）

摘要：为了提升关节轴承寿命试验机在线磨损量检测的精度，以自制的关节轴承寿命试验机为研究对象，对寿命试验机磨损量检测系统进行了分析和建模。介绍了关节轴承磨损量在线检测原理，分析了影响磨损量检测精度的误差因素。然后以多体系统运动学理论为基础，建立了关节轴承寿命试验机磨损量检测系统综合误差模型。通过实验检测得到磨损量检测系统由于载荷变化而产生的磨损量检测误差(简称载荷误差)，并依据上述实验参数，采用有限元仿真的方法对载荷误差实验工况下的综合误差模型进行了验证。实验与计算结果表明，实验值与计算值最大相差 0.028 mm，除基准值外两者最小误差为 0.012 mm。计算值与实验值较为接近，验证了此工况条件下多体综合误差模型的正确性。

关　键　词：关节轴承寿命试验机；自润滑关节轴承；磨损量；多体系统运动学；综合误差模型；载荷误差
中图分类号：TH133.3；TH871　　**文献标识码**：A　　**doi**：10.3788/OPE.20162404.0844

Comprehensive error modeling of real-time wear-depth detecting of spherical plain bearing tester

LI Wei, HU Zhan-qi*, YANG Yu-lin, ZHOU Hai-li, ZHENG Xiao-qiang

(Aviation Key Laboratory of Science and Technology on Generic Technology of Aviation Self-Lubricating Spherical Plain Bearing, Yanshan University, Qinhuangdao 066004, China)
** Corresponding author, E-mail: ronghu118@163.com*

Abstract: To improve the real-time detecting precision of the wear depth for spherical plain bearing testers, a self-made spherical plain bearing tester was selected as studied objective, and its wear depth detecting system was analyzed and molded. The testing principle of the wear depth of the spherical plain bearing was introduced and the error factors affecting the wear-depth detecting precision were analyzed. Then, a comprehensive error model of the wear-depth detecting system for the spherical plain bearing was built by the multi-body system theory(MBS). In addition, the loading deformation of the wear-depth detecting system caused by the varying loading was detected. Finally, according to the above experimental parameters, the loading deformation of the related parts of the comprehensive error model was calculated by Finite Element Method(FEM). By comparison, the maximum difference between the experimental results and the calculated values is 0.028 mm, and the minimum difference is 0.012 mm. On the whole, these values are closer, which verify the correctness of the comprehensive error model under the loading error experimental conditions.

收稿日期：2015-11-12；**修订日期**：2015-12-20.
基金项目：中国航空工业集团公司技术创新基金资助项目(No. 2014E00468R)

Key words：spherical plain bearing tester；self-lubricating spherical plain bearing；wear depth；multi-body system theory；comprehensive error model；loading error

1　引　言

自润滑关节轴承是在内外圈之间镶嵌或黏接固体自润滑材料的滑动轴承，具有免维护、无需润滑、摩擦系数低等优点，在航空航天领域中具有广泛的应用[1,2]。

在自润滑关节轴承服役过程中，其摩擦磨损性能及服役寿命直接影响飞行器的安全。因此在关节轴承研制过程中，需借助关节轴承寿命试验机对轴承摩擦学性能进行评价，并且在实验过程中对轴承 3 个性能参数（磨损量，摩擦力矩，摩擦温度）进行实时检测。同时在 3 个性能参数中，磨损量又是最能体现自润滑关节轴承摩擦磨损性能及服役寿命的参数。但是由于各种误差因素的影响会导致磨损量检测数据可信度下降。如何减少误差因素对磨损量在线检测精度的影响，对于自润滑关节轴承性能评价具有重要意义。

目前误差补偿技术在数控机床与三坐标测量机上有较深入的研究，而在关节轴承寿命试验机上研究报道还较少。同时在方法上也主要采用软件补偿的方式对误差进行分析与补偿[3-5]。在综合误差数学建模方法上，主要采用多体系统运动学和齐次坐标变换两种方法。其中运用较多的是多体系统运动学，张恩忠[6]等人基于多体系统理论建立了光学自由曲面研抛机床的综合误差模型。仲高艳[7]等人采用多刚体系统理论建立了大型五轴加工中心的定位几何综合误差模型。丁国富[8,9]等人基于多刚体系统理论和齐次坐标变换法建立了数控机床的几何综合误差模型。C. F. Cheung[10,11]等人采用多体系统理论建立了超精密数控机床的综合运动误差模型。崔岗卫[12,13]等人基于多体系统理论建立了数控机床的几何综合误差模型。陈书涵[14]等人采用多体系统理论和 D-H 齐次坐标变换法建立了螺旋锥齿轮磨床综合误差模型。范晋伟[15]等人采用多体系统理论建立了数控机床几何综合误差模型。章青[16]等人基于多体运动学理论建立了数控机床定位误差综合模型。

本文以自制的关节轴承寿命试验机为研究对象，首先对关节轴承摩擦磨损实验过程中的误差因素进行分析。同时以多体系统运动学理论为基础，建立实际工况下寿命试验机磨损量检测系统综合误差模型。最后依据载荷误差实验参数，采用有限元仿真的方法对载荷误差实验工况下的综合误差模型进行验证。

2　关节轴承寿命试验机在线磨损量检测原理与误差因素分析

关节轴承寿命试验机主要由动力模块、液压加载模块、轴承夹具模块、磨损量检测模块、环境模拟模块和控制模块等组成，寿命试验机实物如图 1 所示。

图 1　关节轴承寿命试验机实物图

Fig. 1　Picture of spherical plain bearing tester

首先选取关节轴承径向磨损方向（即位移传感器检测方向）为 Z 轴方向，并规定轴承磨损后外圈移动的方向为 Z 轴正方向；选取关节轴承轴向方向（即实验芯轴轴线方向）为 Y 轴方向，并规定实验芯轴轴向安装方向为 Y 轴正方向；根据右

手坐标系法则确定 X 轴方向。选定寿命试验机的 X、Y、Z 坐标轴后，将分别绕于 X、Y、Z 坐标轴的转动轴命名为 A、B、C 轴，其正向可根据右手螺旋定则确定。

轴承夹具模块中关节轴承位于 T 型板内，实验芯轴从左至右穿过轴承内圈；关节轴承两侧的过渡锥套通过键与实验芯轴联接，过渡锥套锥度部分的端面与关节轴承内圈紧密接触；夹具两端轴承座内的圆柱滚子轴承通过过渡配合与过渡锥套联接，同时轴承座通过压板固定在试验机基体上。磨损量检测模块中检测支架固定在试验机基体上，位移传感器固定在检测支架下端；接触长杆穿过检测支架，并通过弹簧作用力与轴承夹具模块中的 T 型板下端相接触；传感器接触夹固定在接触长杆的下端，同时传感器接触夹与位移传感器测头相接触。

关节轴承摩擦磨损实验过程中，实验芯轴在动力模块的带动下往复摆动，关节轴承内圈在两端过渡锥套挤压力的作用下往复摆动。关节轴承磨损后导致 T 型板沿 Z 轴方向下移(下移量即为轴承磨损量)，同时与之接触的接触长杆随 T 型板下移，固定在接触长杆上的传感器接触夹下压位移传感器测头，此时位移传感器检测到关节轴承磨损量。关节轴承磨损量检测系统(轴承夹具模块和磨损量检测模块的组合)如图 2 所示。

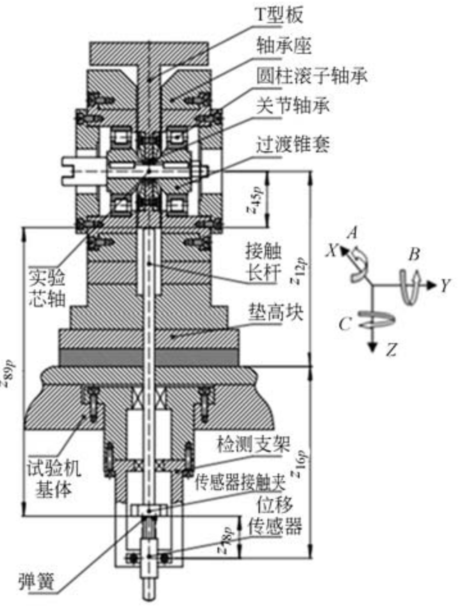


图 2 关节轴承磨损量检测系统示意图

Fig. 2 Schematic diagram of wear-depth detecting system

研究影响关节轴承寿命试验机检测精度的误差因素是误差建模的基础。在关节轴承摩擦磨损实验过程中，引起在线磨损量检测误差的因素主要有 5 种，即温度变化引起的检测误差(简称热误差 Δe^{T})，载荷变化引起的检测误差(简称载荷误差 Δe^{F})，传动系统不同轴引起的检测误差(简称波动误差 Δe^{V})，加工装配引起的检测误差(简称几何定位误差 Δe^{G})，电磁干扰引起的检测误差(简称检测干扰误差 Δe^{I})，其误差分析如图 3 所示。

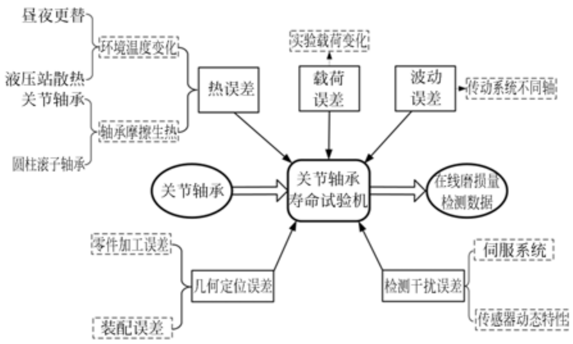


图 3 关节轴承寿命试验机误差分析示意图

Fig. 3 Schematic diagram of error analysis of spherical plain bearing tester

如图 3 所示，热误差 Δe^{T}：由于寿命试验机受昼夜更替和内嵌式液压站散热形成的外部热源以及关节轴承和圆柱滚子轴承往复摆动摩擦生热形成的内部热源的影响，实验过程中寿命试验机的温度场分布发生变化，导致寿命试验机磨损量检测系统产生热变形。载荷误差 Δe^{F}：由关节轴承实验大纲可知，关节轴承实验载荷除恒定载荷外还有时变载荷的工况要求，例如正弦曲线加载形式、梯形曲线加载形式等。在实验过程中，随着载荷的变化寿命试验机磨损量检测系统产生与之对应的形变。波动误差 Δe^{V}：由于寿命试验机传动系统不同轴，在实验过程中寿命试验机磨损量检测系统产生随机波动，从而影响在线磨损量检测数据的稳定性。几何定位误差 Δe^{G}：由于寿命试

验机零部件加工与装配过程中存在误差，使得寿命试验机磨损量检测系统各组成部件的实际几何参数与位置相对于理想状态存在偏差，导致磨损量检测系统相关部件的运动方向与位移传感器检测方向不平行，影响检测数据的精度。检测干扰误差 Δe^{I}：由于受电磁干扰和传感器动态特性不稳定的影响，在线磨损量检测数据存在波动，若在线磨损量检测曲线波动幅度较大，将会影响研究人员对显示数据的读取，从而影响在线磨损量检测数据的精度。

3　关节轴承寿命试验机多体综合误差模型

首先将关节轴承寿命试验机磨损量检测系统简化为两个分支：分支 I 以试验机基体(1)为起点，依次按自然增长数列对相邻的部件进行编号，即试验机基体(1)-轴承座(2)-实验芯轴(3)-关节轴承(4)-T 型板(5)；分支 II 也以试验机基体(1)为起点对相邻部件进行编号，即试验机基体(1)-检测支架(6)-位移传感器(7)-传感器接触夹(8)-接触长杆(9)，关节轴承寿命试验机磨损量检测系统拓扑结构如图 4 所示。

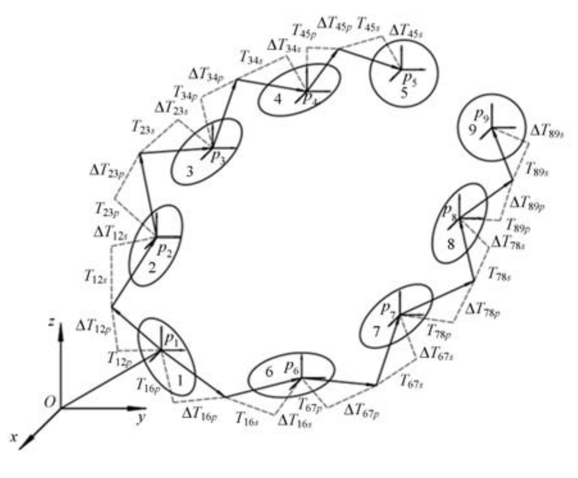


图 4　关节轴承寿命试验机磨损量检测系统拓扑结构图

Fig. 4　Topological structure diagram of wear-depth detecting system of spherical plain bearing tester

结合图 4 寿命试验机磨损量检测系统拓扑结构和低序体的定义[17,18]，可得到关节轴承寿命试验机磨损量检测系统的低序体阵列，如表 1 所示。

表 1　关节轴承寿命试验机磨损量检测系统低序体阵列

Tab. 1　Lower body array of wear-depth detecting system of spherical plain bearing tester

体 j	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$L^0(j)$	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$L^1(j)$	0	1	2	3	4	1	6	7	8
$L^2(j)$	0	0	1	2	3	0	1	6	7
$L^3(j)$	0	0	0	1	2	0	0	1	6
$L^4(j)$	0	0	0	0	1	0	0	0	1
$L^5(j)$	0	0	0	0	0	0	0	0	0

依据关节轴承寿命试验机在线磨损量检测原理与在理想条件下磨损量检测系统各部件相对位置如图 2 所示，关节轴承寿命试验机磨损量检测系统各部件之间的相对自由度如表 2 所示，磨损量检测系统各部件理想工况下的定位变换特征矩阵 $\mathbf{T}_{ijp}$ 和运动变换特征矩阵 $\mathbf{T}_{ijs}$($i,j=1,2,\cdots,9$)，如表 3 所示。

表 2　关节轴承寿命试验机磨损量检测系统各部件相对自由度

Tab. 2　Relative degrees of freedom of each parts of wear-depth detecting system

相邻体	X 轴	Y 轴	Z 轴	A 轴	B 轴	C 轴
0-1	0	0	0	0	0	0
1-2	0	0	0	0	0	0
2-3	0	0	0	0	1	0
3-4	0	0	1	0	0	0
4-5	0	0	0	0	0	0
1-6	0	0	0	0	0	0
6-7	0	0	0	0	0	0
7-8	0	0	1	0	0	0
8-9	0	0	0	0	0	0

表 3　关节轴承寿命试验机磨损量检测系统各部件定位特征矩阵 $\boldsymbol{T}_{ijp}$ 和运动特征矩阵 $\boldsymbol{T}_{ijs}$

Tab. 3　Position and motion characteristic matrices of each parts of the wear-depth detecting system

相邻体	理想静止特征矩阵	理想运动特征矩阵	相邻体	理想静止特征矩阵	理想运动特征矩阵
1-2	$\boldsymbol{T}_{12p}=\begin{pmatrix}1&0&0&0\\0&1&0&0\\0&0&1&z_{12p}\\0&0&0&1\end{pmatrix}$	$\boldsymbol{T}_{12s}=\boldsymbol{I}_{4\times4}$	1-6	$\boldsymbol{T}_{16p}=\begin{pmatrix}1&0&0&0\\0&1&0&0\\0&0&1&z_{16p}\\0&0&0&1\end{pmatrix}$	$\boldsymbol{T}_{16s}=\boldsymbol{I}_{4\times4}$
2-3	$\boldsymbol{T}_{23p}=\boldsymbol{I}_{4\times4}$	$\boldsymbol{T}_{23s}=\begin{pmatrix}\cos\beta(t)_{23s}&0&\sin\beta(t)_{23s}&0\\0&1&0&0\\-\sin\beta(t)_{23s}&0&\cos\beta(t)_{23s}&0\\0&0&0&1\end{pmatrix}$	6-7	$\boldsymbol{T}_{67p}=\boldsymbol{I}_{4\times4}$	$\boldsymbol{T}_{67s}=\boldsymbol{I}_{4\times4}$
3-4	$\boldsymbol{T}_{34p}=\boldsymbol{I}_{4\times4}$	$\boldsymbol{T}_{34s}=\begin{pmatrix}1&0&0&0\\0&1&0&0\\0&0&1&z(t)_{34s}\\0&0&0&1\end{pmatrix}$	7-8	$\boldsymbol{T}_{78p}=\begin{pmatrix}1&0&0&0\\0&1&0&0\\0&0&1&z_{78p}\\0&0&0&1\end{pmatrix}$	$\boldsymbol{T}_{78s}=\begin{pmatrix}1&0&0&0\\0&1&0&0\\0&0&1&z(t)_{78s}\\0&0&0&1\end{pmatrix}$
4-5	$\boldsymbol{T}_{45p}=\begin{pmatrix}1&0&0&0\\0&1&0&0\\0&0&1&z(t)_{45p}\\0&0&0&1\end{pmatrix}$	$\boldsymbol{T}_{45s}=\boldsymbol{I}_{4\times4}$	8-9	$\boldsymbol{T}_{78p}=\begin{pmatrix}1&0&0&0\\0&1&0&0\\0&0&1&z_{89p}\\0&0&0&1\end{pmatrix}$	$\boldsymbol{T}_{89s}=I_{4\times4}$

注：Z_{ijp} 表示磨损量检测系统部件 i 相对部件 j 沿 Z 轴的相对定位距离，$\beta(t)_{ijs}$ 表示部件 i 相对部件 j 绕 Y 轴的摆动角度，$Z(t)_{ijs}$ 表示部件 i 相对部件 j 沿 Z 轴的相对移动距离。

在实际工况下，由于上述 5 种误差因素的存在，寿命试验机磨损量检测系统各部件定位精度与运动精度受到影响。经分析可知，关节轴承寿命试验机磨损量检测系统各部件相对定位误差变换特征矩阵 $\Delta\boldsymbol{T}_{ijp}$ 和相对运动误差变换特征矩阵 $\Delta\boldsymbol{T}_{ijs}(i,j=1,2\cdots9)$ 见表 4 所示。

表 4　关节轴承寿命试验机磨损量检测系统各部件相对定位误差特征矩阵 $\Delta\boldsymbol{T}_{ijp}$ 和运动误差特征矩阵 $\Delta\boldsymbol{T}_{ijs}$

Tab. 4　Relative position and motion error characteristic matrices of each parts of wear-depth detecting system

相邻体	实际定位误差特征矩阵	实际运动误差特征矩阵
1-2	$\Delta\boldsymbol{T}_{12p}=\begin{pmatrix}1&0&\Delta\beta_{12p}&0\\0&1&-\Delta\alpha_{12p}&0\\-\Delta\beta_{12p}&\Delta\alpha_{12p}&1&0\\0&0&0&1\end{pmatrix}$	$\Delta\boldsymbol{T}_{12s}=\begin{pmatrix}1&0&\Delta\beta(t)_{12s}&0\\0&1&-\Delta\alpha(t)_{12s}&0\\-\Delta\beta(t)_{12s}&\Delta\alpha(t)_{12s}&1&\Delta z(t)_{12s}\\0&0&0&1\end{pmatrix}$
2-3	$\Delta\boldsymbol{T}_{23p}=\boldsymbol{I}_{4\times4}$	$\Delta\boldsymbol{T}_{23s}=\begin{pmatrix}1&0&0&0\\0&1&0&0\\0&0&1&\Delta z(t)_{23s}\\0&0&0&1\end{pmatrix}$
3-4	$\Delta\boldsymbol{T}_{34p}=I_{4\times4}$	$\Delta\boldsymbol{T}_{34s}=\boldsymbol{I}_{4\times4}$
4-5	$\Delta\boldsymbol{T}_{45p}=I_{4\times4}$	$\Delta\boldsymbol{T}_{45s}=\begin{pmatrix}1&0&0&0\\0&1&0&0\\0&0&1&\Delta z(t)_{45s}\\0&0&0&1\end{pmatrix}$
1-6	$\Delta\boldsymbol{T}_{16p}=\begin{pmatrix}1&0&\Delta\beta_{16p}&0\\0&1&-\Delta\alpha_{16p}&0\\-\Delta\beta_{16p}&\Delta\alpha_{16p}&1&0\\0&0&0&1\end{pmatrix}$	$\Delta\boldsymbol{T}_{16s}=\begin{pmatrix}1&0&\Delta\beta(t)_{16s}&0\\0&1&-\Delta\alpha(t)_{16s}&0\\-\Delta\beta(t)_{16s}&\Delta\alpha(t)_{16s}&1&\Delta z(t)_{16s}\\0&0&0&1\end{pmatrix}$

6-7	$\Delta\boldsymbol{T}_{67p}=\begin{pmatrix}1 & 0 & \Delta\beta_{67p} & 0\\ 0 & 1 & -\Delta\alpha_{67p} & 0\\ -\Delta\beta_{67p} & \Delta\alpha_{67p} & 1 & 0\\ 0 & 0 & 0 & 1\end{pmatrix}$	$\Delta\boldsymbol{T}_{67s}=\boldsymbol{I}_{4\times4}$
7-8	$\Delta\boldsymbol{T}_{78p}=\boldsymbol{I}_{4\times4}$	$\Delta\boldsymbol{T}_{78s}=\begin{pmatrix}1 & 0 & \Delta\beta(t)_{78s} & 0\\ 0 & 1 & -\Delta\alpha(t)_{78s} & 0\\ -\Delta\beta(t)_{78s} & \Delta\alpha(t)_{78s} & 1 & \Delta z(t)_{78s}\\ 0 & 0 & 0 & 1\end{pmatrix}$
8-9	$\Delta\boldsymbol{T}_{89s}=\boldsymbol{I}_{4\times4}$	$\Delta\boldsymbol{T}_{89s}=\boldsymbol{I}_{4\times4}$

注：表中 $\Delta\alpha_{ijp}$、$\Delta\beta_{ijp}$ 为部件 i 相对部件 j 的绕 X 轴与 Y 轴的定位误差，$\Delta z(t)_{ijs}$、$\Delta\alpha(t)_{ijs}$、$\Delta\beta(t)_{ijs}$ 为部件 i 相对部件 j 分别沿 Z 轴，绕 X 轴、Y 轴产出的运动误差。

由图 4 可知，若要分析对比两分支末端的位移和误差需将 T 型板(5)与接触长杆(9)的参考坐标系变换到试验机基体(1)的参考坐标系上。建立实际工况下两分支末端 T 型板(5)与接触长杆(9)参考坐标系在试验机基体(1)参考坐标系上的表达式。

分支 I：设 T 型板(5)参考坐标系原点坐标 $p_5=[x_5, y_5, z_5, 1]^{\mathrm{T}}$ 在试验机基体(1)参考坐标系下的坐标为 $p_{1-5}=[x_{1-5}, y_{1-5}, z_{1-5}, 1]^{\mathrm{T}}$，且由寿命试验机磨损量检测系统低序体表达式[18]可得：

$$p_{1-5}=\Big(\prod_{i=5}^{i=1}T_{L^i(5)L^{i-1}(5)p}T_{L^i(5)L^{i-1}(5)s}\Big)p_5=(T_{12p}\Delta T_{12p}T_{12s}\Delta T_{12s}T_{23p}\Delta T_{23p}T_{23s}\Delta T_{23s}T_{34p}\Delta T_{34s}T_{45p}\Delta T_{45p}T_{45p}T_{45s}\Delta T_{45s})P_5,\tag{1}$$

且由表 3 和表 4 计算可得，在位移传感器检测方向(即 Z 轴方向)上的位移表达式为：

$$Z_{1-5}=[-\Delta\beta_{12p}-\Delta\beta(t)_{12s}]\{\sin\beta_{23}[\Delta z(t)_{23s}+z_{34s}+z_{45p}+\Delta z(t)_{45s}]\}+[1-\Delta\beta_{12p}\Delta\beta(t)_{12s}-\Delta\alpha_{12p}\Delta\alpha(t)_{12s}]\{\cos\beta_{23}[\Delta z(t)_{23s}+z_{34s}+z_{45p}+\Delta z(t)_{45s}]\}[\Delta z(t)_{12s}+z_{12p}],\tag{2}$$

忽略(2)式中的高阶项可得：

$$Z_{1-5}=[\Delta z(t)_{12s}+z_{12p}]+\cos\beta_{23}[\Delta z(t)_{23s}+z_{34s}+z_{45p}+\Delta z(t)_{45s}]+[-\Delta\beta_{12p}-\Delta\beta(t)_{12s}]\{\sin\beta_{23}[\Delta z(t)_{23s}+z_{34s}+z_{45p}+\Delta z(t)_{45s}]\},\tag{3}$$

则 Z 轴方向上分支 I 所产生的误差 $e_{z_{1-5}}$ 为：

$$e_{z_{1-5}}=[-\Delta\beta_{12p}-\Delta\beta(t)_{12s}]\{\sin\beta_{23}[\Delta z(t)_{23s}+\Delta z(t)_{45s}]\}+\Delta z(t)_{12s}+\cos\beta_{23}[\Delta z(t)_{23s}+\Delta z(t)_{45s}],\tag{4}$$

分支 II：设接触长杆(9)参考坐标系原点坐标在试验机基体(1)参考坐标 $p_9=[x_9, y_9, z_9, 1]^{\mathrm{T}}$ 系下的坐标为 $p_{1-9}=[x_{1-9}, y_{1-9}, z_{1-9}, 1]^{\mathrm{T}}$，且由寿命试验机磨损量检测系统低序体表达式可得：

$$p_{1-9}=\Big(\prod_{j=n,\,L^n(9)=0}^{j=1}T_{L^j(9)L^{j-1}(9)p}T_{L^j(9)L^{j-1}(9)s}\Big)p_9=(T_{16p}\Delta T_{16p}T_{16s}\Delta T_{16s}T_{67p}\Delta T_{67p}T_{67s}\Delta T_{67s}T_{78p}\Delta T_{78p}T_{78s}\Delta T_{78s}T_{89p}\Delta T_{89p}T_{89s}\Delta T_{89s})p_9,\tag{5}$$

则由表 3 和表 4 计算可得，在位移传感器检测方向(即 Z 轴方向)上的位移表达式为：

$$Z_{1-9}=(1-\Delta\beta_{16p}\Delta\beta_{67p}-\Delta\alpha_{16p}\Delta\alpha_{67p})(z_{78p}+z_{78s}+\Delta z(t)_{78s}+z_{89p})+(z_{16p}+\Delta z(t)_{16s}),\tag{6}$$

忽略(6)式中的高阶项可得：

$$Z_{1-9}=(z_{78p}+z_{78s}+\Delta z(t)_{78s}+z_{89p})+(z_{16p}+\Delta z(t)_{16s}),\tag{7}$$

则 Z 轴方向上分支 II 所产生的误差 $e_{z_{1-9}}$ 为：

$$e_{z_{1-9}}=\Delta z(t)_{16s}+\Delta z(t)_{78s},\tag{8}$$

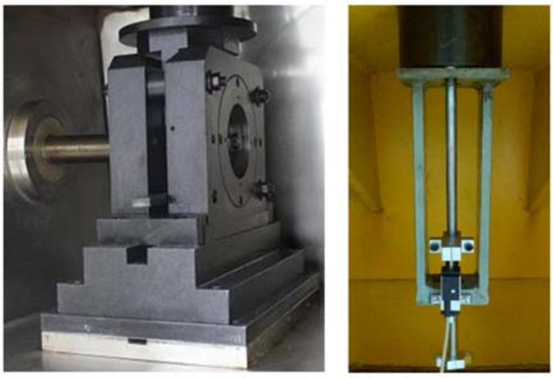
由上述磨损量检测系统各部件误差分析可知，关节轴承寿命试验机磨损量检测系统位移传感器检测方向(即 Z 轴方向)上的总误差 e_z 为：

$$e_z=e_{z_{1-5}}+e_{z_{1-9}}=[-\Delta\beta_{12p}-\Delta\beta(t)_{12s}^{\mathrm{T}}+\Delta\beta(t)_{12s}^{\mathrm{F}}]\{\sin\beta(t)_{23}[\Delta z(t)_{23s}^{\mathrm{F}}+\Delta z(t)_{23s}^{\mathrm{V}}+\Delta z(t)_{45s}^{\mathrm{T}}]\}+[\Delta z(t)_{12s}^{\mathrm{T}}+\Delta z(t)_{12s}^{\mathrm{F}}]+\cos\beta(t)_{23}[\Delta z(t)_{23s}^{\mathrm{F}}+\Delta z(t)_{23s}^{\mathrm{V}}+\Delta z(t)_{45s}^{\mathrm{T}}]+\Delta z(t)_{16s}^{\mathrm{T}}+\Delta z(t)_{78s}^{\mathrm{T}},\tag{9}$$

4　关节轴承寿命试验机载荷误差检测

由上误差分析可知，由于实验载荷的变化，寿命试验机磨损量检测系统产生变形，从而影响磨损量在线检测的精度。

将装配有自润滑关节轴承的轴承夹具模块置于试验机基体上，磨损量检测模块中接触长杆通过弹簧作用力与 T 型板下端接触，调整并固定位移传感器，使传感器测头与传感器接触夹有一定



(a)轴承夹具模块　(b) 磨损量检测模块

(a) Bearing fixture module　(b) Wear-depth detecting module

图5　轴承夹具模块与磨损量检测模块实物图

Fig. 5　Pictures of bearing fixture module and the wear-depth detecting module

的预压量，寿命试验机轴承夹具模块与磨损量检测模块如图5所示。不启动寿命试验机动力模块，即关节轴承内外圈之间无相对磨损。开启液压加载模块，液压压头沿 Z 轴方向缓慢向轴承夹具模块施加递增载荷(以5 KN为增量从10 KN加至45 KN，同时每组载荷分别保持15 *min*)，记录位移传感器在每组载荷作用下的示值，实验结果如图6所示。

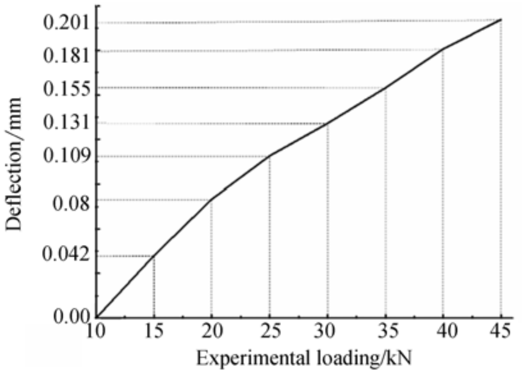


图6　实验载荷与磨损量检测系统变形量的关系

Fig. 6　Relationship between the experimental loading and the deflection of wear-depth detecting system

由图6可知，当实验载荷初始值为10 KN时，位移传感器初始值设置为零。随着载荷的递增，磨损量检测系统产生与之对应的变形。同时实验载荷与磨损量检测系统变形量成近线性关系。

5　关节轴承寿命试验机综合误差模型载荷误差实验验证

在载荷误差实验过程中，不开启寿命试验机动力模块，只开启液压加载模块。所以轴承夹具模块中实验芯轴与关节轴承之间无相对摆动，即 $\beta(t)_{23s}=0$ 和 $\Delta z(t)_{23s}^{V}=0$。由实验过程可知载荷误差实验每组载荷保持时间仅为15 min，故期间温度变化所引起的热误差可以忽略，故式(9)中只包含载荷误差项，即：

$$e_z=\Delta e_0^F=\Delta z(t)_{12s}^F+\Delta z(t)_{23s}^F. \tag{10}$$

由式(10)可知，磨损量检测系统载荷误差由轴承座相对试验机基体受力变形和实验芯轴相对轴承座受力变形组成。现采用Ansys有限元软件对上述部件相对载荷变形进行计算，并将计算结果与实验数据进行对比，进而验证多体综合误差模型的正确性。

(1) 轴承座相对试验机基体的载荷误差 $\Delta z(t)_{12s}^F$ 仿真。

轴承座相对试验机基体沿 Z 轴方向的载荷变形 $\Delta z(t)_{12s}^F$ 相当于轴承夹具模块中圆柱滚子轴承内圈下表面相对试验机基体沿 Z 轴方向的移动量。同时载荷误差 $\Delta z(t)_{12s}^F$ 的计算涉及3个部件：轴承座、圆柱滚子轴承和垫高块。首先采用SoildWorks三维CAD软件对轴承座、圆柱滚子轴承及垫高块进行建模和组装。为了简化计算，建模过程中忽略了滚动轴承保持架、螺栓、螺纹孔、安装孔、倒角和尺寸较小的凸台，滚动轴承型号以及模型主要尺寸如表5所示。其次将三维模型导入Ansys有限元仿真软件中，考虑到模型的对称性，只取其一半进行计算。网格选用高阶三维20节点Solid186单元，模型整体采用自由网格划分的方法，并对圆柱滚子轴承滚动体与内外圈轨道接触面的网络进行细化。

表5　圆柱滚动轴承型号以及模型主要尺寸

Tab. 5　Cylindrical roller bearing designation and the main dimensions of model

圆柱滚子轴承型号	轴承座长×宽×高	垫高块长×宽×高
NUP208	201 mm×44 mm×188 mm	320 mm×220 mm×101 mm

圆柱滚子轴承滚动体与内外圈轨道接触问题，选用“面-面”接触方式；选取滚动体表面为刚性目标面，采用 Targe170 单元。内外圈轨道表面为柔性接触面，采用 Conta174 单元；设置接触对法向接触刚度因子 FKN＝1，切向接触刚度因子 FKT＝1，摩擦系数 $\mu=0.2$，初始靠近因子 ICONT＝0.01，最大渗透范围 FTOLN＝0.1，选用扩张的拉格朗日接触算法。同时各部件材料及有限元计算所需参数如表 6 所示。

表 6　载荷误差 $\Delta z(t)^{F}_{12s}$ 有限元计算所需材料参数

Tab. 6　Required parameters of FEM calculation for the loading errors $\Delta z(t)^{F}_{12s}$

部件名称	材料	弹性模量（Mpa）	柏松比	密度（kg/m^3）
轴承座	45＃	2.06×10^5	0.3	7 850
垫高块	45＃	2.06×10^5	0.3	7 850
圆柱滚子轴承	轴承钢	2.07×10^5	0.3	7 810

由于建模过程中省略了圆柱滚动轴承保持架，为了达到相同的效果，在圆柱坐标系下，约束滚动体 X 轴方向和 Y 轴方向的位移，使滚动体只沿 Z 轴方向移动。同时实验过程中轴承夹具模块固定在试验机基体上，垫高块无法自由移动，因此在仿真中对垫高块底面施加全自由度约束。依据载荷误差实验参数，模拟实验芯轴向圆柱滚子轴承内圈下表面沿Z轴正方向施加载荷（以5KN

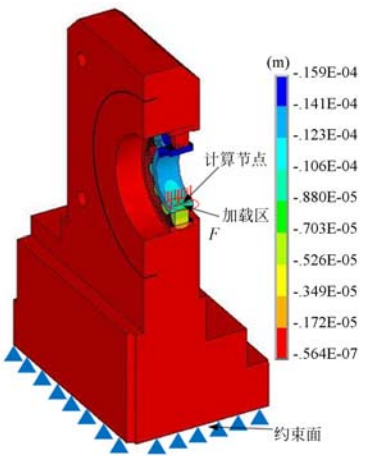


图 7　在 10 KN 作用下轴承座相对试验机基体的载荷误差仿真结果

Fig. 7　Simulation results of loading errors between the bearing block and the tester base under the action of 10 KN

为增量从 10 KN 加至 45 KN，共 8 个载荷步）。经计算在载荷为 10KN 时，轴承座相对试验机基体的载荷误差 $\Delta z(t)^{F}_{12s}$ 仿真结果如图 7 所示。

由图 7 计算可得，在 10 KN 作用下圆柱滚子轴承内圈沿 Z 轴正方向下移。内圈下表面中心线 5 个节点（节点 59621、节点 59622、节点 60203、节点 60205 和节点 60207）的下移量平均值为 0.011 mm，同理在其他 7 组载荷作用下内圈下表面中心线 5 个节点下移量平均值如表 7 所示。

表 7　圆柱滚子轴承内圈下表面中心线 5 个节点下移量平均值

Tab. 7　Average value of dropping distance of 5 nodes on the center line of the lower surface of the cylindrical roller bearing

载荷（KN）	平均值（mm）
10	0.011
15	0.016
20	0.021
25	0.026
30	0.031
35	0.037
40	0.042
45	0.047

（2）实验芯轴相对轴承座的载荷误差 $\Delta z(t)^{F}_{23s}$ 仿真。

实验芯轴相对轴承座沿 Z 轴方向的载荷变形 $\Delta z(t)^{F}_{23s}$ 相当于轴承夹具模块中 T 型板下表面相对轴承座沿 Z 轴方向的移动量。同时载荷误差 $\Delta z(t)^{F}_{23s}$ 的计算涉及 5 个部件：T 型板、实验芯轴、关节轴承、过渡锥套和圆柱滚子轴承内圈。首先采用 SoildWorks 三维软件对 T 型板、实验芯轴、关节轴承、过渡锥套和圆柱滚子轴承内圈进行建模和组装。为了简化计算，建模过程中忽略了实验芯轴前段螺纹、键槽、螺纹孔和倒角，关节轴承型号以及模型主要尺寸如表 8 所示。其次将三维模型导入 Ansys 有限元仿真软件中，考虑到模型的对称性，只取其一半进行计算。网格选用高阶三维 20 节点 Solid186 单元，模型整体采用自由网格划分的方法，同时各部件材料及有限元计算所需参数如表 9 所示。

表 8 关节轴承型号以及模型主要尺寸

Tab. 8 Spherical plain bearing designation and the main dimensions of the model

关节轴承型号	实验芯轴直径*长度(mm)	T 型板长×宽×高(mm)	过渡锥套直径*长度(mm)
MS14104-9	Φ15 * 135	120×20×165	Φ40 * 31.5

表 9 载荷误差 $\Delta z(t)_{23S}^{F}$ 有限元计算所需材料参数

Tab. 9 Required parameters of FEM calculation for the loading errors $\Delta z(t)_{23S}^{F}$

部件名称	材料	弹性模量(Mpa)	柏松比	密度(kg/m^3)
T 型板	45#	2.06×10^5	0.3	7850
实验芯轴	45#	2.06×10^5	0.3	7850
过渡锥套	45#	2.06×10^5	0.3	7850
关节轴承	轴承钢	2.07×10^5	0.3	7810
圆柱滚动轴承内圈	轴承钢	2.07×10^5	0.3	7810

在实验过程中圆柱滚子轴承对过渡锥套和实验芯轴起支撑作用，也由于滚动轴承和过渡锥套几何形状的约束，在仿真中对圆柱滚子轴承内圈下表面施加全自由度约束。依据载荷误差实验参数，模拟寿命试验机液压加载模块压头向 T 型板上表面沿 Z 轴正方向施加载荷(以 5 KN 为增量从 10 KN 加至 45 KN，共八个载荷步)。经计算在载荷为 10 KN 时，实验芯轴相对轴承座的载荷误差 $\Delta z(t)_{23S}^{F}$ 仿真结果如图 8 所示。

由图 8 计算可得，在 10 KN 作用下 T 型板沿 Z 轴正方向下移。T 型板下表面中心节点(节点 2494 也是 T 型板与接触长杆接触的节点)的下移量为 0.044 mm，同理在其他 7 组载荷作用下 T 型板下表面中心节点下移量如表 3-10 所示。

表 10 T 型板下表面中心节点下移量

Tab. 10 Dropping distance of central node on the lower surface of T-type plate

载荷(KN)	2494 (mm)
10	0.044
15	0.066
20	0.088
25	0.110
30	0.131
35	0.153
40	0.175
45	0.197

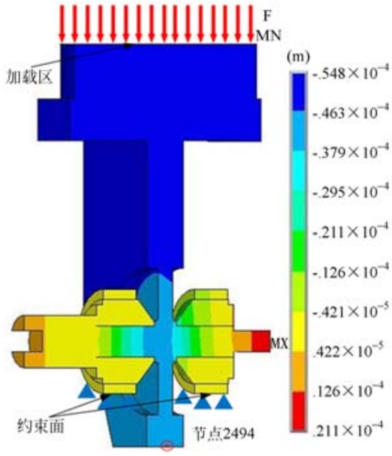


图 8 在 10 KN 作用下实验芯轴相对轴承座的载荷误差仿真结果

Fig. 8 Simulation results of loading errors between the testing spindle and the bearing block under the action of 10 KN

由式(10)可知，关节轴承寿命试验机载荷误差 Δe_0^F 为轴承座相对试验机基体受力变形 $\Delta z(t)_{12S}^{F}$ 与实验芯轴相对轴承座受力变形 $\Delta z(t)_{12S}^{F}$ 之和。由有限元计算结果表 7 与表 10 可得关节轴承寿命试验机载荷误差 Δe_0^F 有限元计算值，同时再以 10 KN 计算值作为基准，对其他载荷计算值进行初始化处理。结合上一节载荷误差实验值，关节轴承寿命试验机载荷误差有限元计算值与实验值如表 11 所示。

表 11 关节轴承寿命试验机载荷误差有限元计算值与实验值

Tab. 11 FEM results and experimental values of loading errors for the spherical plain bearing tester

载荷(KN)	有限元计算值(mm)	实验值(mm)	两者之差(mm)
10	0	0	0
15	0.027	0.042	0.015
20	0.054	0.08	0.026
25	0.081	0.109	0.028(max)
30	0.107	0.131	0.024
35	0.135	0.155	0.02
40	0.162	0.181	0.019
45	0.189	0.201	0.012(min)

由表 11 所示，载荷误差实验值在 8 个载荷步中均大于有限元计算值，其中计算值与实验值最大相差 0.028 mm，除基准值外计算值与实验值最小相差 0.012 mm。总体上计算值与实验值较

为接近，进而验证了此工况条件下多体综合模型式的正确性。

6　结　论

本文以自制的关节轴承寿命试验机为研究对象，采用多体系统运动学理论建立了寿命试验机磨损量检测系统综合误差模型。并通过实验检测得到磨损量检测系统随载荷变化而产生的误差。最后采用有限元仿真的方法对载荷误差实验工况下的综合误差模型进行验证，其中计算值与实验值最大相差 0.028 mm，除基准值外计算值与实验值最小相差 0.012 mm。总体上计算值与实验值较为接近，进而验证了此工况条件下多体综合误差模型的正确性。

参考文献：

[1] SLINEY H E. Some load limits and self-lubricating properties of plain spherical bearings with molded graphite fiber reinforced polyimide liners to 320 [R]. USA: NASA-*Lewis research center*, 1978: 1-13.

[2] PETER H. Helicopter application puts ceramic-coated spherical plain bearings through their paces[R]. UK: *SKF-AMPEP PLC*, 2005: 1-6.

[3] CHEN J S. Neural network-based modelling and error compensation of thermally-induced spindle errors [J]. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 1996,12(4): 303-308.

[4] WANG K C, TSENG P C, LIN K M. Thermal error modeling of a machining center using grey system theory and adaptive network-based fuzzy inference system[J]. *JSME International Journal: series C, Mechanical Systems, Machine Elements & Manufacturing*, 2007,49(4): 1179-1187.

[5] YAN J Y, YANG J G. Application of synthetic grey correlation theory on thermal point optimization for machine tool thermal error compensation [J]. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 2009,43(11-12): 1124-1132.

[6] 张恩忠，赵继，冀世军，等. 光学自由曲面研抛机床的综合误差建模与补偿[J]. 光学 精密工程，2015，23(6):1587-1597.
ZHANG E ZH, ZHAO J, JI SH J, *et al.*. Comprehensive error modeling and compensation for optical free-form surface polishing machine tool[J]. *Opt. Precision Eng.*, 2015,23(6):1587-1597. (in Chinese)

[7] ZHONG G Y, WANG C Q, YANG S F. Position geometric error modeling, identification and compensation for large 5-axis machining center prototype[J]. *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 2015(89),142-150.

[8] ZHU S W, DING G F, QIN S F. Integrated geometric error modeling, identification and compensation of CNC machine tools[J]. *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 2012, 52 (1): 24-29.

[9] ZHU S W, DING G F, MA S W. Workpiece locating error prediction and compensation in fixtures [J]. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 2012, 67 (5-8): 1423-1432.

[10] KONG L B, CHEUNG C F, TO S. A kinematics and experimental analysis of form error compensation in ultra-precision machining [J]. *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 2008 (48): 1408-1419.

[11] KONG L B, CHEUNG C F. Prediction of surface generation in ultra-precision raster milling of optical freeform surfaces using an Integrated Kinematics Error Model [J]. *Advances in Engineering Software*, 2012,45(1): 124-136.

[12] CUI G W, LU Y, GAO D. A novel error compensation implementing strategy and realizing on Siemens 840D CNC systems[J]. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 2012,61(5-8): 595-608.

[13] CUI G W, LU Y, LI J G. Geometric error compensation software system for CNC machine tools based on NC program reconstructing [J]. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 2012,63(1-4): 169-180.

[14] CHEN S H, YAN H Z, MING X Z . Analysis and modeling of error of spiral bevel gear grinder based on multi-body system theory [J]. *Journal of Central South University of Technology*, 2008,15(5): 706-711.

[15] FAN J W, GUAN J L, WANG W C. A universal

modeling method for enhancement the volumetric accuracy of CNC machine tools[J]. *Journal of Materials Processing Technology*, 2002, 129(1-3): 624-628.

[16] ZHANG Q. Study on the compensation technique of positioning errors for nc machine tools[J]. *Journal of Tianjin University*, 1998, 4(2): 184-187.

[17] JOSEPHS H R. *Dynamics of mechanical systems*[M]. New York: CRC Press, 2000: 605-613.

[18] 粟时平. 多轴数控机床精度建模与误差补偿方法研究[D]. 长沙:中国人民解放军国防科学技术大学, 2002.
SU SH P. *Study on the methods of precision modeling and error compensation for Multi-axis CNC machine tools*[D]. Changsha: The National University of Defense Technology, 2002. (in Chinese)

作者简介:

李　巍(1985—),男,河北张家口人,博士研究生,2012年于燕山大学获硕士学位,主要从事摩擦学寿命试验机在线检测误差补偿及可信性方面的研究。E-mail: 424liwei@163.com

导师简介:

胡占齐(1956—),男,黑龙江齐齐哈尔人,博士、教授、博士生导师,1985年于东北重型机械学院获硕士学位,2008年于燕山大学获博士学位,主要研究方向为数控技术、智能制造。E-mail: ronghu118@163.com