

DOI: 10.7652/xjtuxb201410020

定压预紧主轴轴向动态刚度特性研究

李建栋, 朱永生, 熊青青, 闫柯

(西安交通大学现代设计与转子轴承系统教育部重点实验室, 710049, 西安)

摘要: 针对目前主轴动态刚度研究中存在的建模过程复杂、计算量大、忽略轴承受力分析的问题, 结合理论建模及实验测试, 系统研究了定压预紧主轴轴向动态刚度随轴向载荷的变化规律。基于球轴承轴向载荷与轴向变形的经验公式, 建立了定压预紧主轴轴向动态刚度分析模型, 理论推导出定压预紧主轴轴向动态刚度随轴向载荷的变化关系; 设计了定压预紧主轴动态刚度测试实验, 实现了对工作状态下主轴轴承位移量及相应轴向载荷的精确测试; 求解了主轴的轴向动态刚度, 并与仿真数据进行了对比。实验结果表明: 在前轴承内外圈压紧方向, 随着轴向力的增大, 主轴的轴向刚度呈现增大趋势; 在前轴承内外圈脱离方向, 随着轴向力的增大, 其主轴的轴向刚度先减小后趋于定值。实验结果验证了模型仿真的有效性和正确性。

关键词: 定压预紧; 主轴轴向刚度; 轴向载荷; 轴向变形

中图分类号: TH133 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2014)10-0126-05

Research on Axial Dynamic Stiffness of Fix-Pressure Spindle

LI Jiandong, ZHU Yongsheng, XIONG Qingqing, YAN Ke

(Key Laboratory of Education Ministry for Modern Design and Rotor-Bearing System,

Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: Dynamic stiffness of a spindle in condition of service state changes with the operating conditions and loads, and is the main indicator of the dynamic performance of the spindle. The deficiency of the current study is that the model is very complex with large amount of calculation, and the load characteristic of bearing is always ignored during analysis. The relationship between axial load and stiffness of fixed-pressure spindles is systematically researched through the combination of theoretical methods and experimental tests. A model of fixed-pressure preload spindle is built based on the empirical formula of relationship between axial load and axial deformation, and the dynamic relationship between axial dynamic stiffness of spindle and axial load is theoretically derived. Then an experiment to test the dynamic stiffness is designed. Axial force is applied to the working spindle and its displacement is tested using three displacement sensors. The stiffness of the spindle is calculated and compared with simulation data. Experimental results show that the dynamic stiffness of the fixed-pressure preload spindle increases with the increase of axial load when the outer ring and inner ring of the front bearing of the spindle are compressed, and the stiffness reduces first and then tends to be constant with the increase of axial load when the outer ring and inner ring of the front bearing of the spindle separate.

Keywords: fixed-pressure preload; axial stiffness of spindle; axial load; axial deformation

收稿日期: 2014-04-02。 作者简介: 李建栋(1990—),男,博士生;闫柯(通信作者),男,讲师。 基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51275383);国家重点基础研究发展规划资助项目(2011CB706606)。

网络出版时间: 2014-08-13 网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20140813.1008.008.html>

主轴是机床的关键部件之一,其动态性能是保证机床高精度、高刚度要求的关键^[1]。主轴的动态刚度(工作状态的主轴在外载荷作用下抵抗变形的能力)是评价其动态性能的主要指标^[2],包括轴向动态刚度和径向动态刚度,其中轴向动态刚度是分析主轴动态性能的基础,径向动态刚度常常利用轴向刚度值乘以经验系数获得^[3]。主轴服役过程中,主轴动态刚度会随着载荷变化而发生变化。因此,有必要对主轴轴向动态刚度随轴向载荷变化规律进行研究,进而由载荷获取主轴刚度值,指导主轴设计与应用。

定压预紧主轴因在使用过程中预紧量基本保持恒定的特点而广泛应用于高速主轴中。在定压预紧主轴刚度的研究中,理论研究方面,喻丽华等利用传递矩阵法和有限元法分析计算机床主轴的刚度,模型运用了大量的矩阵运算,建模推导过程复杂,计算量大^[4-5]。Tiwari 等提出了基于随机响应分析的转子轴承系统刚度的估算方法,对控制方程进行坐标变化后利用矢量逼近法代入普朗克方程,利用拟算法求解普朗克方程得到刚度估算参数^[6-7]。Walford 等提出了振荡条件下滚动轴承系统刚度的测量方法,设计了用于滚动轴承系统刚度测试的简化装置^[8]。上述方法都是简单地将轴承等效为刚度恒定的弹簧,并未对轴承进行细致的受力分析推导。

本文对定压预紧主轴的轴向动态刚度随轴向载荷的变化关系进行研究,根据球轴承轴向载荷与轴向变形的经验公式对定压预紧主轴进行建模分析,理论推导出定压预紧主轴轴向动态刚度随轴向载荷的变化关系,并对工况条件下定压预紧主轴轴向动态刚度进行实验测试,验证了模型仿真的有效性和正确性。

1 主轴轴向刚度分析模型

对于主轴刚度的分析,传统的方法一般是将轴承简化为刚度恒定的弹簧。本文利用球轴承轴向载荷与轴向变形的经验公式进行主轴刚度分析,相对于传统方法,更加符合轴承刚度为非线性的特点,能够反映轴承刚度的真实状态,计算精度更高。虽然利用经验公式的计算精度稍逊于轴承的拟静力学模型的精度,但利用经验公式计算量非常小,计算速度快,在工程应用中价值更高。

角接触球轴承轴向载荷 F 与轴向变形 δ_a 关系的经验公式为^[9-10]

$$\delta_a = (0.002/\sin\alpha)(Q^2/D_w)^{1/3} = K_a F^{2/3} \quad (1)$$

式中: $Q = F/(Z\sin\alpha)$; K_a 为轴承的弹性变形系数,由于角接触球轴承的实际接触角随轴向载荷变化微小,故本文取 K_a 为常数; D_w 为滚动体直径; Z 为滚动体数。可以得出轴承轴向载荷 F 与轴向变形 δ_a 的关系为

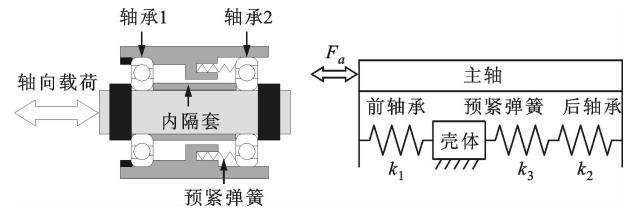
$$F = K\delta_a^{3/2} \quad (2)$$

式中:轴向载荷-位移系数为

$$K = ((Z^2 D_w \sin^5 \alpha)/0.002^3)^{1/2} \quad (3)$$

式中: K 的单位为 $N/mm^{3/2}$ 。

定压预紧主轴配置示意图如图 1a 所示,轴承采用背对背安装方式,主轴前轴承沿轴向位置固定,后轴承可沿轴向滑动,预紧力弹簧与后轴承外圈接触,通过预压缩实现预紧。其对应的力学模型可简化为图 1b 所示结构,即将前后轴承简化为功能相近的弹簧,轴向载荷-位移系数分别为 K_1 和 K_2 ,预紧弹簧刚度为 K_3 ,将主轴和壳体简化为质量块,壳体位置固定。



(a) 定压预紧配置示意图 (b) 主轴-轴承系统简化图

图 1 定压预紧主轴

假设轴承的初始预紧力为 F_p ,则前后轴承与预紧弹簧受力关系为

$$K_1 \delta_1^{3/2} = K_3 \delta_3 = K_2 \delta_2^{3/2} = F_p \quad (4)$$

式中: δ_1 为前轴承的预变形; δ_2 为后轴承的预变形; δ_3 为预紧弹簧的预压缩量。

对主轴系统逐步施加轴向拉力 F_a (向左),当轴向位移 δ_a 小于前轴承的预变形 δ_1 时,前后轴承与预紧弹簧受力关系为

$$\left. \begin{aligned} F_a + K_1(\delta_1 - \delta_a)^{3/2} &= K_2(\delta_2 + \delta_b)^{3/2} \\ K_3(\delta_3 + \delta_T) &= K_2(\delta_2 + \delta_b)^{3/2} \\ \delta_a &= \delta_T + \delta_b \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

式中: δ_b 为后轴承的轴向位移变化量; δ_T 为预紧弹簧的轴向位移变化量。

继续施加轴向拉力(向左),轴向位移 δ_a 逐渐增大,当轴向位移 δ_a 等于或大于前轴承的预变形 δ_1 时,前轴承完全卸载,前后轴承与预紧弹簧受力关系为

$$\left. \begin{aligned} F_a &= K_2(\delta_2 + \delta_b)^{3/2} \\ K_3(\delta_3 + \delta_T) &= K_2(\delta_2 + \delta_b)^{3/2} \\ \delta_a &= \delta_T + \delta_b \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

对主轴系统逐步施加轴向压力(向右),因后轴承的轴向载荷-位移系数(量级为 $10^5 \text{ N/mm}^{3/2}$)远大于预紧弹簧刚度(量级为 10^2 N/mm),故后轴承的轴向位移 δ_b 远小于后轴承的预变形 δ_2 。施加轴向压力的过程中,后轴承不会完全卸载,前后轴承与预紧弹簧受力关系为

$$\left. \begin{aligned} K_1(\delta_1 + \delta_a)^{3/2} &= F_a + K_2(\delta_2 - \delta_b)^{3/2} \\ K_3(\delta_3 - \delta_T) &= K_2(\delta_2 - \delta_b)^{3/2} \\ \delta_a &= \delta_T + \delta_b \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

对上述公式分别进行求解,即可计算出定压预紧主轴的轴向力与轴向力对应的轴向位移的数据,如图2所示。

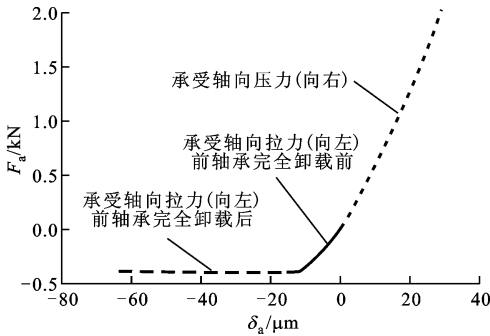


图2 218ACBB轴承主轴定压预紧轴向力-位移仿真曲线

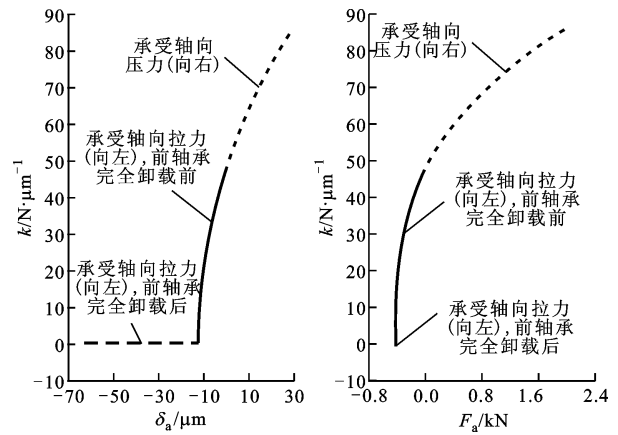
图2为轴承218ACBB的轴向力-位移仿真曲线,其中预载荷 F_p 为400 N,前后轴承的轴向载荷位移系数 K_n 根据式(3)计算得 $K_n = 8.84 \text{ N}/\mu\text{m}^{3/2}$,预紧弹簧刚度为 $K_3 = 0.06 \text{ N}/\mu\text{m}$ 。图中负值表示主轴承受轴向拉力,正值表示主轴承受轴向压力(下同)。由图可见,前轴承完全卸载后,主轴系统刚度表现为后轴承与预紧弹簧的组合刚度,又因为与后轴承相比,预紧弹簧的刚度很小,故组合刚度近似为预紧弹簧的刚度,所以前轴承完全卸载后的轴向力-位移曲线近似为水平线。

根据刚度计算式

$$k = dF_a / d\delta_a \quad (8)$$

计算出定压预紧主轴的轴向刚度,如图3所示。

未承受轴向拉力时,主轴的轴向刚度表现为后轴承及预紧弹簧的刚度串联后再与前轴承刚度并联的关系。逐步施加轴向拉力后,前轴承刚度减小,因后轴承与预紧弹簧的串联刚度近似为预紧弹簧刚度,故后轴承与预紧弹簧的串联刚度增加量较小,基本保持恒定,所以主轴轴向刚度随着轴向力的增大而减小;继续施加轴向拉力,前轴承完全卸载后,主轴刚度为后轴承与预紧弹簧的串联刚度,故主轴刚度趋于定值。



(a) 主轴刚度随位移的变化 (b) 主轴刚度随力的变化

图3 218ACBB轴承定压预紧主轴轴向刚度曲线

逐步施加轴向压力时,前轴承轴向刚度增加,而后轴承与预紧弹簧的串联刚度减小量较小,基本保持恒定,故主轴刚度随着轴向力的增加而逐渐变大。

2 实验验证与分析

定压预紧测试实验采用洛阳轴研科技某电主轴,其轴承采用背对背方式安装。实验原理及实验台如图4、5所示。

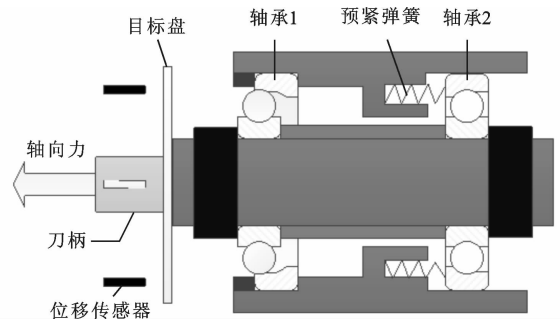


图4 实验原理图(承受轴向拉力)

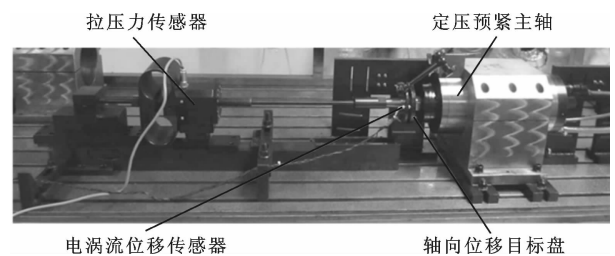


图5 定压预紧实验台

在目标盘安装到刀柄阶梯面上的时候,总会产生一定的倾斜角 θ 。为确保轴向位移测量的准确性,如图6a所示,采用3个高精度电涡流位移传感器(精度为 $0.1 \mu\text{m}$)周向均布的方式,位移传感器组成的圆周的圆心与刀柄同心,3个位移传感器的测

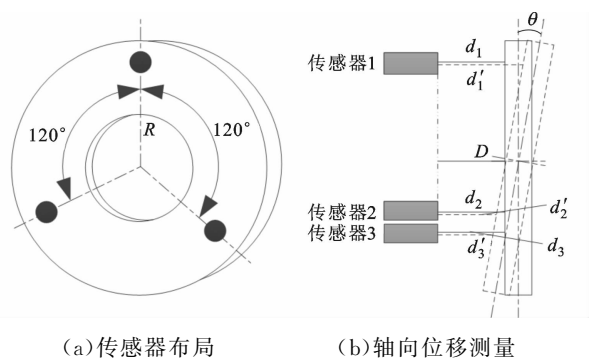


图 6 位移传感器布局及轴向位移测量

量平均值即为主轴轴向位移的精确值。在图 6b 中：实线表示目标盘与主轴轴线绝对垂直的情况，虚线表示存在偏转角 θ 时的情况。 d_1 、 d_2 、 d_3 代表第一种情况下 3 个传感器测得的轴向位移； d'_1 、 d'_2 、 d'_3 代表第 2 种情况下 3 个传感器测得的轴向位移。由图可见，3 个位移传感器的空间位置组成等边三角形，主轴轴线处的轴向位移 d 满足以下关系

$$d=(d_1+d_2+d_3)/3=(d'_1+d'_2+d'_3)/3 \quad (9)$$

实验台的轴向力施加装置结构如图 7 所示：定位板安装于主轴座下方矩形槽内，便于主轴与轴向力施加装置同轴度的调整；连接导杆根部装有轴承，便于与工作状态主轴的连接；直线导轨的应用确保力传感器等装置可在基座上自由移动；施力旋钮为两端螺纹旋向相反的螺杆，实验时通过旋动施力旋钮对主轴施加轴向拉、压力，并通过力传感器获知施加轴向力的大小。

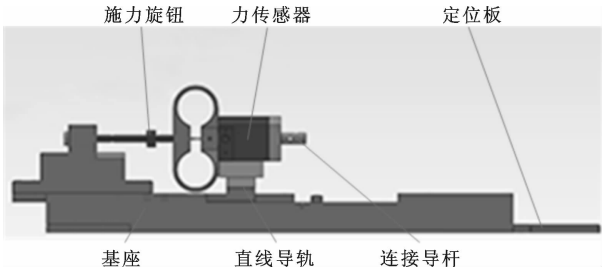


图 7 轴向力施加装置

针对主轴静态刚度测试时对静态主轴施加轴向力会对轴承造成损伤的缺点，本实验测试主轴轴向刚度时，采取对工作状态下的主轴施加轴向力的方案，保证主轴轴承均匀受力。实验过程主轴转速为 240 r/min，测试主轴设计预紧力为 1 040 N。通过旋转施力旋钮，首先对主轴施加一定的轴向压力后，再反方向旋转施力旋钮，逐步释放轴向压力至零，然后继续旋转施力旋钮对主轴施加适量轴向拉力，最后逐步释放轴向拉力至零。轴向拉力最大值只要稍大于前轴承预紧力值即可，保证前轴承完全卸载，同

时注意轴向位移传感器数值，避免超出位移传感器量程，损坏传感器。轴向压力最大值约为主轴预紧力的 2 至 3 倍左右，最大不要超出规定预紧力值的 5 倍或者轴承的轴向极限载荷，避免对轴承造成损坏。通过数据采集卡连续实时同步采集记录轴向力与位移数据。利用 3 个电涡流位移传感器的平均值与轴向力绘制实验主轴轴向力-位移曲线，如图 8 所示。

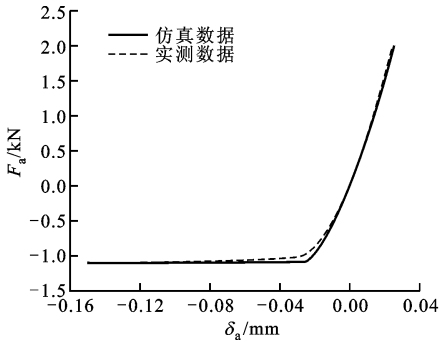
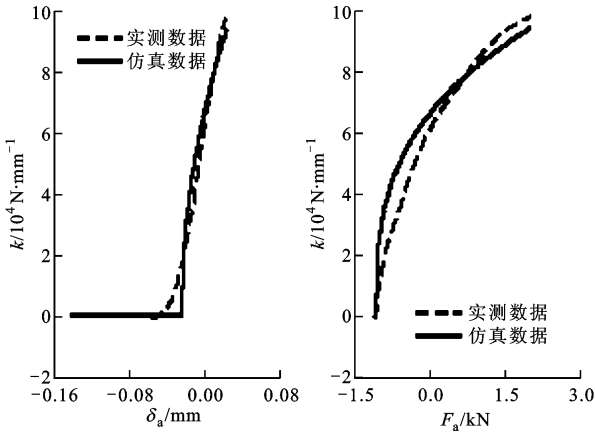


图 8 定压预紧主轴轴向力-位移实测与仿真曲线对比

由图 8 可见，实测曲线与仿真曲线吻合较好。由于实验所测的定压预紧主轴轴向力-位移曲线中含有大量的噪声，加之所建立的仿真模型为简化模型，未考虑温升、装配等因素的影响，导致仿真曲线与实测曲线的最大误差为 11%，但是对于实际的工程应用，误差在可接受范围内。对实验数据进行滤波、重采样等处理后再利用刚度公式(8)求解主轴刚度，结果如图 9 所示。



(a) 主轴刚度随位移的变化 (b) 主轴刚度随力的变化
图 9 定压预紧主轴轴向刚度的实测与仿真曲线对比

由图 9 可见，由实验数据计算的主轴刚度曲线与仿真数据得到的主轴刚度曲线吻合较好，规律性一致。承受轴向拉力时，主轴轴向刚度先随着轴向力的增加而逐步减小，趋于稳定后，主轴刚度约为预紧弹簧刚度；承受轴向压力时，主轴轴向刚度随着轴

向力的增加而增大。图9中实测刚度曲线与仿真计算的刚度曲线存在较大误差的原因有两个:一是仿真数据与实验数据存在误差,可通过进一步改进理论模型解决;二是滤波处理后的实验数据失真,且滤波不彻底,可进一步改进滤波算法加以修正。

3 结 论

本文建立了定压预紧主轴轴向力与轴向位移的理论分析模型,研究了定压预紧主轴轴向动态刚度随轴向载荷的变化规律,并通过实验进行了验证。

对于定压预紧主轴(主轴轴承采用背对背方式安装),承受轴向压力时,主轴的轴向刚度随着轴向力的增加而增大;承受轴向拉力时,前轴承完全卸载前,主轴的轴向刚度随着轴向力的增大而减小,前轴承完全卸载后,主轴轴向刚度趋于定值,此时主轴轴向刚度为预紧弹簧和后轴承刚度的组合刚度。

实验验证阶段,仿真结果与实验结果吻合较好,规律性一致,验证了模型仿真的有效性和正确性。对于仿真结果与实验结果存在的误差,可通过进一步改进模型和滤波算法加以解决。

参考文献:

- [1] 杨美英. 数控机床主轴组件设计及刚度计算 [J]. 机械工程与自动化, 2004, (2): 72-74.
YANG Meiying. Spindle unit design and rigidity calculation of NC lathe CNC 30 [J]. Mechanical Engineering and Automation, 2004, (2): 72-74.
- [2] 刘秀莲, 罗凤利. 数控机床主被动刚度特性的研究及试验 [J]. 煤矿机械, 2008, 29(7): 53-55.
LIU Xiulian, LUO Fengli. Analysis of hydraulic gap control for four-high cold rolling mill [J]. Coal Mine Machinery, 2008, 29(7): 53-55.
- [3] NSK. Super Precision Bearings [EB/OL]. (2012-04-01) [2013-04-02]. http://www.cn.nsk.com/services/catalog/pdf/NSK_CAT_CH1254e.pdf.
- [4] 喻丽华. 传递矩阵法分析计算机床主轴刚度 [J]. 贵州工业大学学报: 自然科学, 2001, 30(4): 71-77.
YU Lihua. Analyzing and calculating the rigidity of spindles on machine tools by means of transfer matrix [J]. Journal of Guizhou University of Technology: Natural Sciences, 2001, 30(4): 71-77.
- [5] 黄应勇. CK6136 车床主轴刚度研究 [J]. 制造业自动化, 2011(1): 138-140.

HUANG Yingyong. The research of stiffness of CK6136 lathe spindle [J]. Manufacturing Automation, 2011(1): 138-140.

- [6] TIWARI R, VYAS N S. Stiffness estimation from random response in multi-mass rotor bearing systems [J]. Probabilistic Engineering Mechanics, 1998, 13(4): 255-268.
- [7] TIWARI R, VYAS N S. Estimation of non-linear stiffness parameters of rolling element bearings from random response of rotor-bearing systems [J]. Journal of Sound and Vibration, 1995, 187(2): 229-239.
- [8] WALFORD T L H, STONE B J. The measurement of the radial stiffness of rolling element bearings under oscillating conditions [J]. Journal of Mechanical Engineering Science, 1980, 22(4): 175-181.
- [9] 人本集团. 滚动轴承综合样本 [EB/OL]. (2010-10-11) [2013-04-02]. http://www.cugroup.com/cn/knowledge_in.asp?id0=2&id1=37&id2=55&page=68.
- [10] HARRIS T A, KOTZALAS M N. Essential concepts of bearing technology [M]. 5th ed, Boca Raton, FL, USA: CRC Press, 2006: 133-135.

[本刊相关文献链接]

- 梅冠华, 杨树华, 张家忠, 等. 用于跨/超声速壁板颤振精确分析的流-固耦合有限元算法. 2014, 48(1): 73-83. [doi: 10.7652/xjtuxb201401013]
- 王磊, 杜端, 金涛, 等. 螺钉连接固定结合面匹配设计研究. 2013, 47(7): 62-67. [doi: 10.7652/xjtuxb201307012]
- 李纯洁, 洪军, 张进华, 等. 角接触球轴承动刚度的实验研究. 2013, 47(7): 68-72. [doi: 10.7652/xjtuxb201307013]
- 田久良, 洪军, 朱永生, 等. 机床主轴-轴承系统热-力耦合模型及其动态性能研究. 2012, 46(7): 63-68. [doi: 10.7652/xjtuxb201207012]
- 黄东洋, 洪军, 张进华, 等. 热阻网络法在轴系温度场求解中的应用. 2012, 46(5): 63-66. [doi: 10.7652/xjtuxb201205011]
- 王宁, 李宝童, 洪军, 等. 螺栓支承面有效半径的影响因素. 2012, 46(4): 132-136. [doi: 10.7652/xjtuxb201204022]
- 陈成军, 杨国庆, 常东方, 等. 面向结合面密封性能要求的装配连接工艺设计. 2012, 46(3): 75-83. [doi: 10.7652/xjtuxb201203014]
- 刘显军, 洪军, 朱永生, 等. 多支承轴系轴承受力与刚度的有限元迭代计算方法. 2010, 44(11): 41-45. [doi: 10.7652/xjtuxb201011009]

(编辑 武红江)