

文章编号:1674-2974(2016)04-0067-08

# 隔热涂层对磨床主轴动静压轴承热变形的影响研究<sup>\*</sup>

张 华<sup>1,2†</sup>, 郭 力<sup>1</sup>, 许怡赦<sup>2</sup>, 胡 靖<sup>1</sup>

(1. 湖南大学 机械与运载工程学院, 湖南 长沙 410082; 2. 湖南机电职业技术学院, 湖南 长沙 410151)

**摘 要:**为了减少热变形,提高高速精密磨床砂轮主轴系统的精度,将隔热涂层应用于深浅油腔动静压轴承.应用 FLUENT 和 ANSYS 两个有限元软件联合仿真分析了不同厚度与不同热导率的隔热涂层在不同的动静压轴承供油压力、主轴转速等因素下的轴承热-结构特性.结果表明:动静压轴承的温度和热变形以及它们的均布程度,都随着隔热涂层厚度的增大逐渐降低,随着隔热涂层热导率的减小而减小,随着轴承供油压力的增加而减小,随着轴承主轴转速的减小而减小;隔热涂层还具有均化轴承温度场和热变形分布的作用.高性能隔热涂层将明显降低轴承主轴热变形并且使其热变形均布,最终明显提高高速精密磨床砂轮主轴系统的加工精度.

**关键词:**高速精密磨床; 主轴; 液体动静压轴承; 隔热涂层; 温度场; 热变形

**中图分类号:** TH133.37

**文献标识码:** A

## Thermal Deformation Research about Applying Heat Insulation Coating on Hybrid Bearing in Spindle of Grinder

ZHANG Hua<sup>1,2†</sup>, GUO Li<sup>1</sup>, XU Yi-she<sup>2</sup>, HU Jing<sup>1</sup>

(1. College of Mechanical and Vehicle Engineering, Hunan Univ, Changsha, Hunan 410082, China;

2. Hunan Mechanical and Electrical Polytechnic, Changsha, Hunan 410151, China)

**Abstract:** In order to reduce the thermal deformation and improve the accuracy of the grinding wheel spindle in high speed & precision grinder, the heat insulation coating was applied to the hybrid bearing with deep-shallow oil recesses. Using FLUENT and ANSYS two softwares, the thermal characteristics of the heat insulation coatings on the bearing with different thickness and different thermal conductivity were analyzed by some oil supply pressures of the bearing and the spindle speeds. The results show that temperature and thermal deformation of the hybrid bearing and their uniform distribution are gradually decreased with the increase of the thickness of the heat insulating coating and with the decrease of the thermal insulation coating's thermal conductivity and with the increase of the oil supply pressure and with the decrease of the spindle speed; Heat insulation coating can be the average bearing temperature distribution. High performance heat insulation coating will greatly reduce the thermal deformation of the bearing spindle and improve the accuracy of the spindle, the machining precision of the grinding machine with the spindle will be improved.

<sup>\*</sup> 收稿日期: 2015-10-26

基金项目: 国家科技重大专项资助项目(2012ZX04002-091), National Science and Technology Major Project(2012ZX04002-091)

作者简介: 张 华(1976-), 男, 湖南澧县人, 湖南大学访问学者, 湖南机电职业技术学院副教授

† 通讯联系人, E-mail: 82039677@qq.com

**Key words:** grinder; spindle; liquid hybrid bearing; heat insulation coating; temperature distribution; thermal deformation

热误差是数控机床的主要误差源之一,由温度升高以及分布不均引起的误差占机床总误差的40%~70%,对于磨床这样的超精密机床影响尤其重大,热问题已经成为了影响精密磨削机床精度的关键因素<sup>[1-2]</sup>.热误差是指机床部件在加工过程中因温度变化而发生热变形,导致工件和刀具之间产生的相对位移.其对工件加工精度产生不利影响.

对于高速精密磨床而言,砂轮主轴系统性能至关重要,而决定主轴性能的关键部件就是轴承.目前广泛应用在高速精密磨床上的轴承为液体动静压轴承,它综合了静、动压轴承的特点,具有精度高、刚性好、磨损小、承载能力强、使用寿命长、动态特性好等突出优点.

动静压轴承在高转速、大载荷等工况下,存在较高温升以及温度分布不均等问题,进而使轴承产生较大的和不均匀的热变形,最终影响到磨床砂轮主轴的磨削加工精度.怎样降低轴承的温升和使温升均布,从而减小轴承的热变形和其对主轴系统精度的不利影响,已成为当下高速精密磨削机床主轴系统研究领域里一项非常重要的课题<sup>[3]</sup>.在降低温升的措施中,有较多的文献提到了在内燃机、飞行器以及许多重要装备上涂上隔热涂层来进行降低温升和热变形<sup>[4-5]</sup>,并且取得了较好的效果.但目前隔热涂层用到高速精密机床主轴轴承系统中来降低温升和减少热变形还没有报道.

本文首次提出将隔热涂层应用于高速精密磨床砂轮主轴液体动静压轴承,并建立油膜-涂层-轴承流固耦合计算分析模型,应用 FLUENT-ANSYS 两个有限元软件联合仿真分析了不同厚度与不同热导率的隔热涂层在不同的轴承供油压力、主轴转速等因素下的轴承热-结构特性,为隔热涂层在高速精密磨床动静压砂轮主轴上的应用提供理论依据.

## 1 油膜-涂层-轴承流固耦合模型

### 1.1 轴承三维建模

本文中的高速精密磨床砂轮主轴深浅腔动静压轴承兼具静压和动压的优点,其外部毛细管节流器的深油腔具有较高静压承载能力,同时在阶梯浅油腔及封油面上产生较强的流体动压承载能力.工作原理就是

主轴启动时以深腔静压效应和浅腔阶梯静压效应将主轴托起;主轴高速运转时产生的浅腔阶梯效应以及浅腔动压楔形效应会使轴承的动静压承载能力大大增强,参数匹配得当就可以有效地对轴承的承载能力、刚度以及温升进行控制,是一种综合性能较优的高速精密磨床砂轮主轴动静压轴承.轴承的结构和三维模型如图1所示(因模型沿O-XY平面对称(即轴承是轴向对称的),故可以只取一半模型来提高计算效率).轴承的相关结构参数如表1所示.

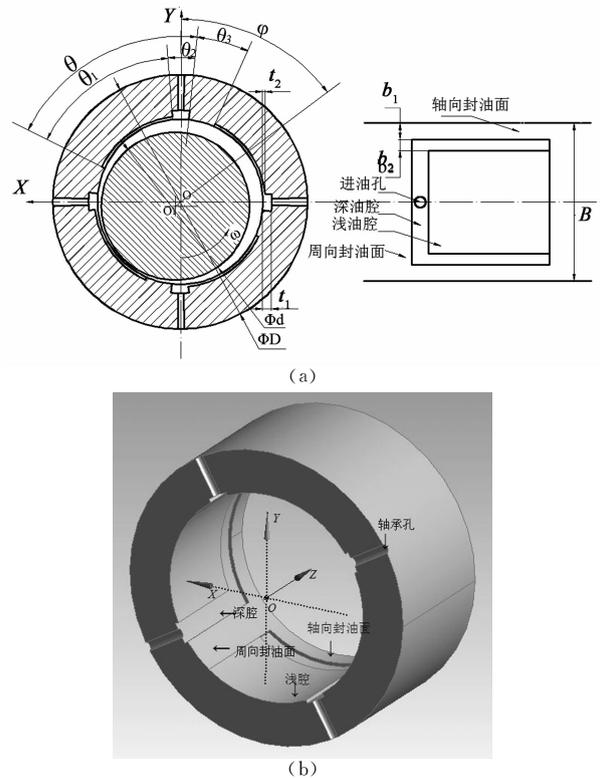


图1 深浅腔动静压轴承

Fig. 1 The depth of the cavity hybrid bearing

表1 轴承结构参数

Tab. 1 Bearing structural parameters

参数	值	参数	值
轴承宽度 $B$ /mm	163	轴承直径 $d$ /mm	120
轴承半径间隙 $h_0$ /mm	0.03	浅油腔深度 $t_1$ /mm	0.03
轴承外径 $D$ /mm	170	深油腔深度 $t_2$ /mm	2
轴向封油面长度 $b_1$ /mm	12	深油腔夹角 $\theta_2$ /( $^\circ$ )	12
周向封油面夹角 $\theta_3$ /( $^\circ$ )	18	油腔夹角 $\theta$ /( $^\circ$ )	72
轴承偏位角 $\varphi$ /( $^\circ$ )	15	深油腔宽度 $b_2$ /mm	12
毛细管节流器内径 $d_c$ /mm	0.71	毛细管节流器长度 $l_c$ /mm	130

首先在 FLUENT 流体分析软件 GAMBIT 中

建立油膜-涂层-轴承流固耦合分析模型,如图1中Z轴为轴承轴向方向,X,Y轴为轴承径向方向。其次,对耦合模型划分网格,网格数量过少则网格质量及计算精度较低,网格数量过多则计算效率低,最终划分了300 106个六面体网格单元,如图2(a)所示,图2(b)为模型局部放大图。

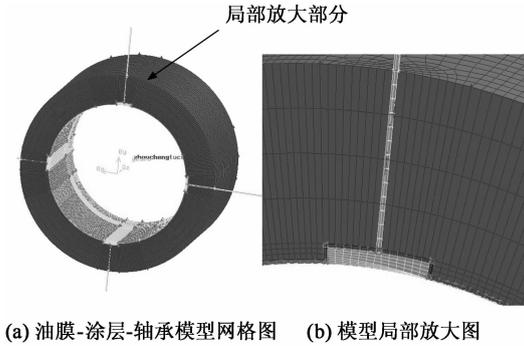


图2 油膜-涂层-轴承模型网格图

Fig.2 Film-coating-bearing model grid chart

计算时假设条件如下:

- 1) 不考虑主轴变形;
- 2) 动静压轴承内部润滑油不可压缩且不考虑润滑油的粘温特性;
- 3) 轴颈与润滑油之间无相对滑移;
- 4) 润滑油与轴颈的接触面无热量交换,与隔热涂层接触面有热量交换;隔热涂层与轴承体有热量交换;
- 5) 忽略轴承内孔半径的微小增大(增大部分为隔热涂层厚度)。

## 1.2 在 FLUENT 中计算油膜-涂层-轴承的温度场

### 1.2.1 材料参数的设定

本文采用的动静压轴承材料为铸锡青铜,其密度为  $8\ 780\ \text{kg}/\text{m}^3$ ,比热容为  $396\ \text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ,导热系数为  $71\ \text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ ,热膨胀系数为  $1.84 \times 10^{-5}\ \text{m}/\text{K}$ ,弹性模量为  $97\ \text{GPa}$ ,泊松比为  $0.3$ 。轴承中润滑油牌号为 L-FD10,其性能见表 2。

表2 L-FD10 润滑油参数

Tab.2 L-FD10 lubricants parameters

密度/ ( $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ )	导热系数/ ( $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ )	比热容/ ( $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ )	动力粘度/ ( $\text{Pa} \cdot \text{s}$ )
880	0.45	2 120	0.008 6

阻隔型隔热涂层通常以内部结构较疏松、含水率较小、气孔率高以及表观密度较小的材料来作为轻骨料,再依靠粘剂使它们粘结在一起,最后直接涂抹于设备表面而形成一定厚度的涂层,从而达到

隔热的效果<sup>[4]</sup>。研究表明<sup>[6]</sup>隔热涂层导热系数、涂层厚度以及涂层工作温度等参数对隔热涂层的隔热效果而言,涂层导热系数是影响隔热效果的最主要因素。因此选取聚碳酸酯涂层和硅酸铝保温涂层两种不同导热系数的隔热涂层涂附在动静压轴承内表面。聚碳酸酯涂层具有很好的物理化学性能,耐热性很好,导热系数较小,性能见表 3;硅酸铝保温涂层成型稳固,粘结力强,尤其是其导热系数很小、隔热性能非常好,其性能参数见表 4。涂层厚度可取 0(无涂层), $0.3\ \text{mm}$  和  $0.5\ \text{mm}$  等三组涂层厚度值进行计算分析<sup>[6]</sup>。

表3 聚碳酸酯涂层性能参数

Tab.3 Polycarbonate coating performance parameters

密度/ ( $\text{g} \cdot \text{cm}^{-3}$ )	导热系数/ ( $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ )	比热容/ ( $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ )
1.18-1.2	0.19	1 172

表4 硅酸铝保温涂层性能参数

Tab.4 Silicate insulation coating performance parameters

密度/ ( $\text{g} \cdot \text{cm}^{-3}$ )	导热系数/ ( $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ )	比热容/ ( $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ )
0.23	0.021	900

### 1.2.2 确定边界条件及计算求解

在 FLUENT 软件中设定边界条件为:

- 1) 动静压轴承节流器的入口环境温度为  $295\ \text{K}$ ,入口压力为一定值;
- 2) 轴承轴向边界油膜的出口环境温度为  $95\ \text{K}$ ,出口压力为  $0\ \text{MPa}$ (相对压力);
- 3) 轴承与轴颈的重合面设为旋转壁面,设定某个转速;
- 4) 隔热涂层与轴承、隔热涂层与轴承油膜的接触面均设为传热耦合面;
- 5) 轴承与隔热涂层两端面及外层壁面假定和空气接触,设定热对流系数为  $9.7\ \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ <sup>[7]</sup>。

然后确定松弛因子和初始化流场,最后设置迭代步数进行求解。

### 1.3 在 ANSYS 中求解轴承的热变形

将 FLUENT 流体仿真软件求解所得到的 cas 文件和 dat 文件等导入到有限元分析软件 ANSYS Workbench 的子模块 Fluid flow 中;再将其另一子模块 Static Structural 拖曳至 Fluid flow 模块上;然后将油膜-涂层-轴承耦合模型导入到子模块 Static Structural 中划分网格。之后设置边界条件<sup>[8-12]</sup>。最

后加载进行流固耦合轴承热变形仿真分析。

## 2 仿真结果分析

### 2.1 不同厚度涂层的轴承温度场及热变形

当轴承偏心率为 0.05, 偏位角为  $15^\circ$ , 主轴转速为 1 200 r/min, 供油压力为 3 MPa, 隔热涂层为聚碳酸酯涂层、涂层厚度分别取  $d_t=0$  mm(无涂层, 下同),  $d_t=0.3$  mm,  $d_t=0.5$  mm 时, 轴承的温度分布及径向热变形(以 X 向为例, Y 向变形与 X 向基本一致, 下同)如图 3 和图 4 所示。

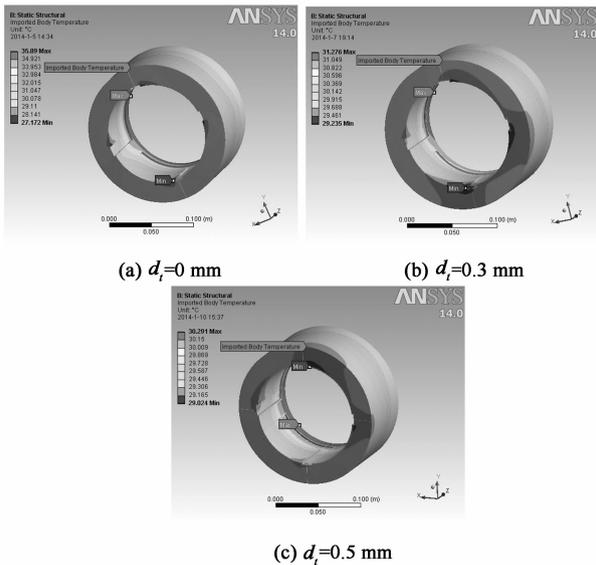


图 3 不同厚度涂层的轴承温度场分布  
Fig. 3 Bearing temperature field distribution of different thickness of the coating

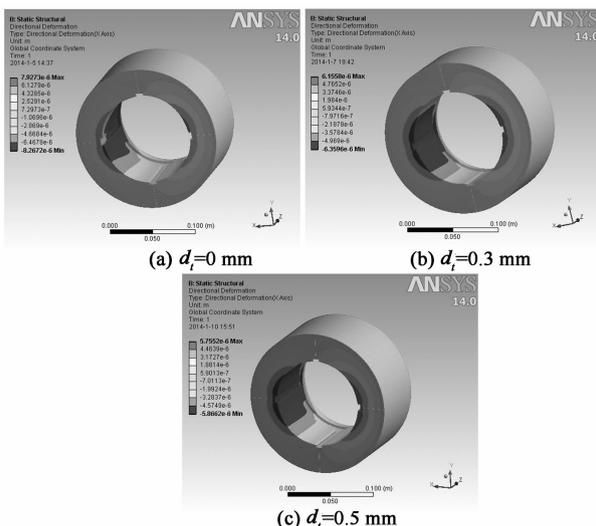


图 4 不同厚度涂层的轴承径向热变形分布  
Fig. 4 Bearing radial thermal deformation distribution of different thickness of the coating

和轴向均不是对称分布的. 该轴承最高温度位于轴向封油面处且在轴承油膜厚度最薄的区域附近, 最低温度位于轴承进油孔的区域. 由图 3 和图 4 可得到不同厚度隔热涂层的轴承温度及径向最大热变形, 如表 5 所示。

表 5 不同厚度涂层下的轴承温度及径向最大热变形  
Tab. 5 Bearing temperature and the maximum radial thermal deformation under different thickness of the coating

涂层厚度 $d_t$ /mm	最高温度 $T_{max}$ / $^\circ\text{C}$	最低温度 $T_{min}$ / $^\circ\text{C}$	径向最大热变形值/ $\mu\text{m}$
0	35.89	27.172	8.267 2
0.3	31.276	29.235	6.359 6
0.5	30.291	29.024	5.866 2

由表 5 可知: 1) 轴承加了隔热涂层后与没有隔热涂层相比, 其最高温度和热变形有明显的降低; 而且随着隔热涂层厚度  $d_t$  的增大, 轴承最高温度  $T_{max}$  逐渐降低, 轴承径向最大热变形逐渐减小, 说明较厚的涂层具有较好的隔热效果; 2) 随着涂层厚度  $d_t$  的增大, 轴承最高温度  $T_{max}$  和最低温度  $T_{min}$  相差会越来越小, 说明隔热涂层越厚则轴承温度场和热变形越均布. 所以隔热涂层越厚则动静压轴承的温度且热变形越低且热变形越均匀分布。

### 2.2 不同热导率涂层的轴承温度场及热变形

当轴承偏心率为 0.05, 偏位角为  $15^\circ$ , 供油压力为 3 MPa, 主轴转速为 1 200 r/min, 涂层厚度为 0.5 mm, 涂层种类分别为无涂层、聚碳酸酯涂层、硅酸铝保温涂层时, 轴承的温度分布及径向热变形如图 5 和图 6 所示。

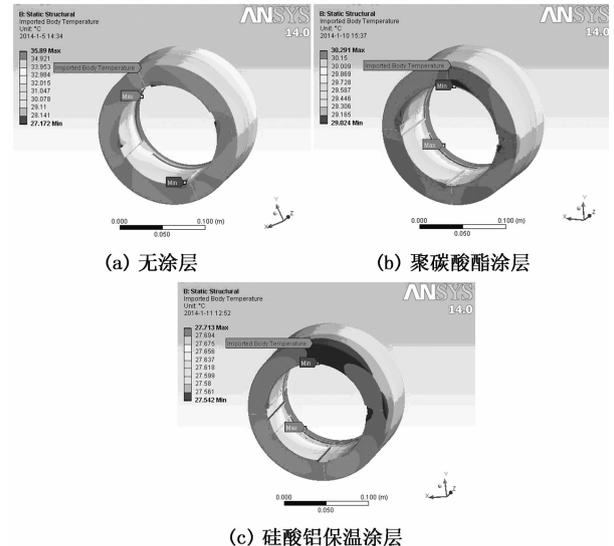


图 5 不同热导率涂层的轴承温度场分布  
Fig. 5 Bearing temperature field thermal conductivity of different coating distribution

由图 3 可知: 该动静压轴承的温度场在圆周向

由图 5 可知: 轴承最高温度  $T_{max}$  位于轴向封油

面上且在轴承油膜厚度最薄的区域附近,最小温度  $T_{\min}$  位于润滑油进油通道的区域.当轴承无涂层时  $T_{\max} = 35.89\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{\min} = 27.17\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;当采用聚碳酸酯涂层时  $T_{\max} = 30.291\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{\min} = 29.024\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;当采用硅酸铝保温涂层时  $T_{\max} = 27.713\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{\min} = 27.542\text{ }^{\circ}\text{C}$ .由此可得,随着涂层热导系数的降低,轴承最高温度  $T_{\max}$  逐渐降低;而且轴承最高温度与最低温度的差值也大大减小,即轴承温度场温度均布,这说明低热导率的隔热涂层对轴承有很好的隔热降温效果,将明显降低轴承热变形和使热变形均布.

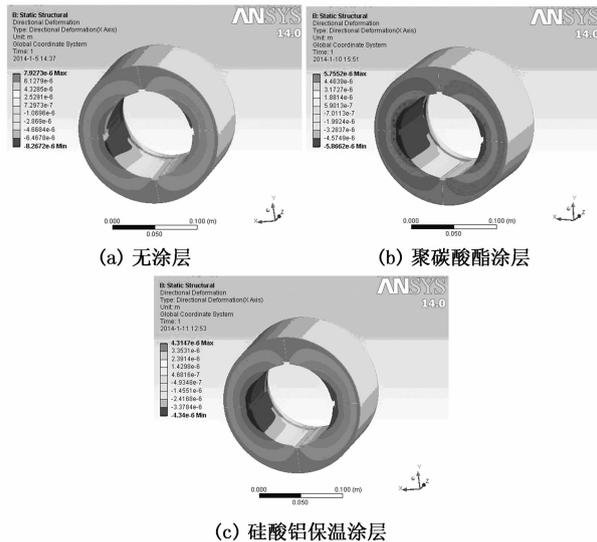


图6 不同种类涂层下的轴承径向热变形分布  
Fig.6 Bearing radial thermal deformation under different types of coating distribution

由图6可得:轴承X向最大热变形随着涂层热导率的减小逐渐减小.从数值上来看,当轴承无涂层时X向最大热变形值为  $8.267\text{ }\mu\text{m}$ ,当涂层为聚碳酸酯涂层时其值为  $5.866\text{ }\mu\text{m}$ ;当涂层为硅酸铝保温涂层时其值为  $4.34\text{ }\mu\text{m}$ .显然随着涂层热导率的减小,轴承X向最大热变形逐渐降低而且热变形更加均布,这说明较低热导率隔热涂层具有较好的隔热和降低轴承热变形效果.

### 3 隔热涂层对轴承性能的影响分析

#### 3.1 隔热涂层厚度对轴承温度及热变形的影响

为分析不同隔热涂层厚度下动静压轴承供油压力对轴承温度及热变形的影响规律,在主轴转速取  $1\ 200\text{ r/min}$ ,聚碳酸酯涂层厚度分别取  $0\text{ mm}$ ,  $0.3\text{ mm}$ ,  $0.5\text{ mm}$ ,供油压力分别取  $2\text{ MPa}$ ,  $2.5\text{ MPa}$ ,  $3\text{ MPa}$ ,  $3.5\text{ MPa}$ ,  $4\text{ MPa}$ ,  $4.5\text{ MPa}$ ,  $5\text{ MPa}$  及轴承其

它参数不变的条件下对其性能进行了仿真分析,并提取轴承的最高温度值及径向最大热变形值,经 Matlab 软件数据拟合,结果如图7和图8所示.

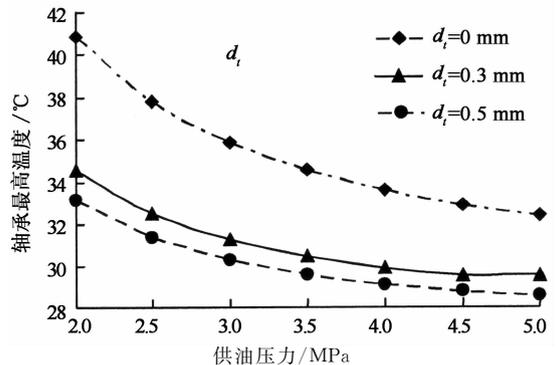


图7 涂层厚度-供油压力-最高温度关系  
Fig.7 Coating thickness, oil pressure and the highest temperature relationship

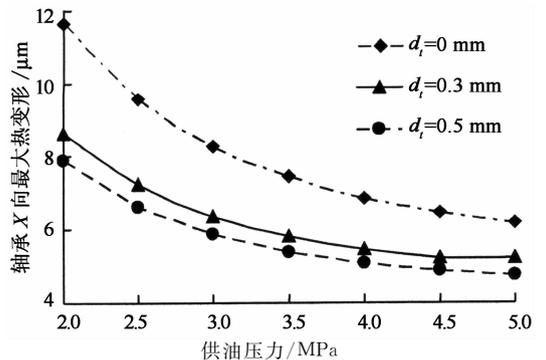


图8 涂层厚度-供油压力-径向最大变形关系  
Fig.8 Coating thickness, oil pressure and the maximum radial deformation relation

由图7可知,当隔热涂层厚度  $d_i = 0.5\text{ mm}$  且主轴转速为  $1\ 200\text{ r/min}$  时,轴承最高温度  $T_{\max}$  在轴承供油压力  $P_s = 2\text{ MPa}$  时为最大值  $33.16\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,在  $P_s = 5\text{ MPa}$  时为最小值  $28.54\text{ }^{\circ}\text{C}$ .由图8可知当  $d_i = 0.5\text{ mm}$  且主轴转速为  $1\ 200\text{ r/min}$  时,轴承X向即径向最大热变形在  $P_s = 2\text{ MPa}$  时为最大值  $7.859\text{ }\mu\text{m}$ ,在  $P_s = 5\text{ MPa}$  时为最小值  $4.745\text{ }\mu\text{m}$ ,差距明显.

由图7和图8可得:随着动静压轴承供油压力的增大,  $T_{\max}$  逐渐减小,径向最大热变形逐渐减小;随着隔热涂层厚度的增加,  $T_{\max}$  逐渐降低,径向最大热变形逐渐降低.所以提高动静压轴承供油压力有利于降低动静压轴承的温度和减小动静压轴承的热变形,同时使轴承的温度场和热变形均布.而提高动静压轴承供油压力即提高轴承的静压效应.

为分析不同隔热涂层厚度下主轴转速对动静压轴承温度及热变形的影响规律,在供油压力为  $3\text{ MPa}$ ,聚碳酸酯涂层厚度分别取  $0\text{ mm}$ ,  $0.3\text{ mm}$ ,  $0.5\text{ mm}$ , 主轴

转速分别取 1 000 r/min, 1 100 r/min, 1 200 r/min, 1 300 r/min, 1 400 r/min, 1 500 r/min, 1 600 r/min, 轴承其它参数不变的条件下, 对其性能进行了数值仿真, 结果如图 9 和图 10 所示。

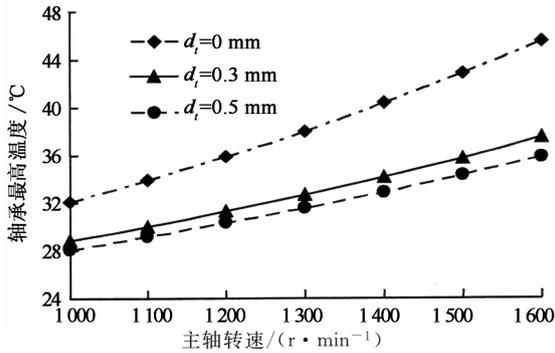


图 9 涂层厚度-主轴转速-最高温度关系

Fig. 9 Coating thickness, spindle speed and the highest temperature relationship

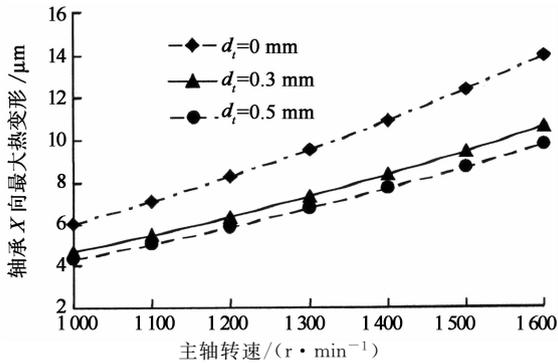


图 10 涂层厚度-主轴转速-径向最大变形关系

Fig. 10 Coating thickness, spindle speed and the maximum radial deformation relation

由图 9 可知, 当涂层厚度  $d_i=0.5$  mm 且供油压力为 3 MPa 时, 轴承最高温度  $T_{\max}$  在主轴转速 1 000 r/min 时为最小值 28.1 °C, 主轴转速增加而轴承最高温度增加, 在主轴转速 1 600 r/min 时为最大值 35.82 °C. 当轴承供油压力为 3 MPa 且主轴转速为 1 200 r/min,  $T_{\max}$  在轴承无涂层即  $d_i=0$  mm 时最高温度  $T_{\max}$  为最大值 35.89 °C, 在涂层厚度  $d_i=0.5$  mm 时最高温度  $T_{\max}$  为最小值 30.3 °C.

由图 10 可知, 当涂层厚度  $d_i=0.5$  mm 且轴承供油压力为 3 MPa 时, 轴承 X 向即径向最大热变形在主轴转速为 1 000 r/min 时为最小值 4.346  $\mu\text{m}$ , 主轴转速增加而轴承径向最大热变形增加, 在主轴转速为 1 600 r/min 时达到最大值 9.730  $\mu\text{m}$ . 当轴承供油压力为 3 MPa 且主轴转速为 1 200 r/min, 轴承 X 向最大热变形在涂层厚度  $d_i=0$  mm 时为最大值 8.267  $\mu\text{m}$ , 在涂层厚度  $d_i=0.5$  mm 时为最小值 5.866  $\mu\text{m}$ .

由图 9 和图 10 可得: 随着主轴转速的增大, 轴承最高温度  $T_{\max}$  逐渐增大, 轴承径向最大热变形会逐渐增大; 同时轴承的温升和热变形分布不均程度加大. 主轴转速增加即动静压轴承中流体动压效应加强, 轴承中润滑油的剪切摩擦发热增加.

### 3.2 涂层导热率对轴承温度及热变形的影响

为分析在不同涂层导热率下动静压轴承供油压力对轴承温度及热变形的影响规律, 在主轴转速取 1 200 r/min, 隔热涂层分别取硅酸铝保温涂层、聚碳酸酯涂层、无涂层, 轴承供油压力分别取 2 MPa, 2.5 MPa, 3 MPa, 3.5 MPa, 4 MPa, 4.5 MPa, 5 MPa, 轴承其它参数不变的条件下, 对其性能进行了数值仿真, 如图 11~图 12 所示。

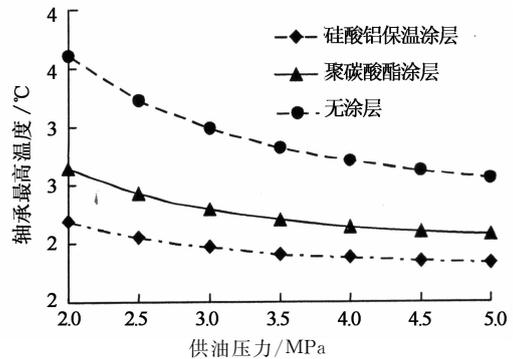


图 11 涂层种类-供油压力-最高温度关系

Fig. 11 Coating type, supply pressure and the highest temperature relationship

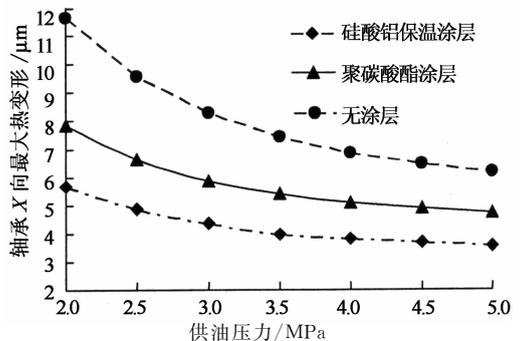


图 12 涂层种类-供油压力-径向最大热变形关系

Fig. 12 Coating type, supply pressure and the maximum radial thermal deformation relationship

图 11 为轴承在具有相同厚度 ( $d_i=0.5$  mm) 的隔热涂层下, 轴承最大温度  $T_{\max}$  与不同种类隔热涂层、轴承供油压力  $P_s$  的关系. 当涂层为聚碳酸酯涂层,  $T_{\max}$  在  $P_s=2$  MPa 时为最大值 33.16 °C, 在  $P_s=5$  MPa 时为最小值 28.54 °C; 当  $P_s=3$  MPa,  $T_{\max}$  在无涂层时为最大值 35.89 °C, 在硅酸铝保温涂层时为最小值 27.71 °C. 由图 12 可知, 当涂层为聚碳酸酯涂层且主轴转速为 1 200 r/min 时, 轴承 X 向

最大热变形在  $P_s = 2$  MPa 时为最大值  $7.859 \mu\text{m}$ , 在  $P_s = 5$  MPa 时为最小值  $4.745 \mu\text{m}$ ; 当  $P_s = 3$  MPa 且主轴转速为  $1\ 200$  r/min 时, 轴承 X 向最大热变形在无涂层时为最大值  $8.267 \mu\text{m}$ , 有硅酸铝保温涂层时为最小值  $4.34 \mu\text{m}$ . 可以得出: 有隔热涂层轴承的最高温度比没有隔热涂层的轴承有明显降低; 随着涂层热导率的减小即隔热性能的提高和动静压轴承供油压力的提高, 轴承最高温度  $T_{\text{max}}$  逐渐降低并且温升更加均匀。

为分析不同隔热涂层导热率下主轴转速对轴承温升及热变形的影响情况, 在轴承供油压力  $3$  MPa, 隔热涂层分别取硅酸铝保温涂层、聚碳酸酯涂层、无涂层, 主轴转速分别取  $1\ 000$  r/min,  $1\ 100$  r/min,  $1\ 200$  r/min,  $1\ 300$  r/min,  $1\ 400$  r/min,  $1\ 500$  r/min,  $1\ 600$  r/min, 轴承其它参数不变的条件下, 对其性能进行数值仿真, 结果如图 13 和图 14 所示。

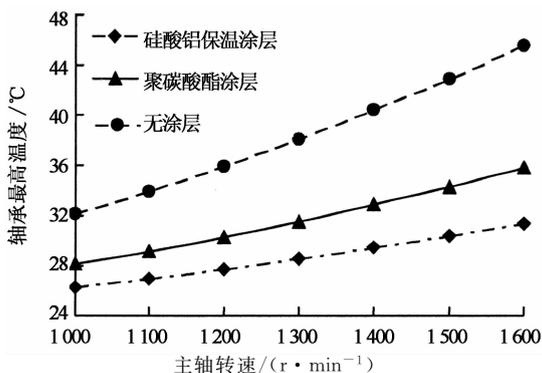


图 13 涂层种类-主轴转速-最高温度关系  
Fig. 13 Coating type, spindle speed and the highest temperature relationship

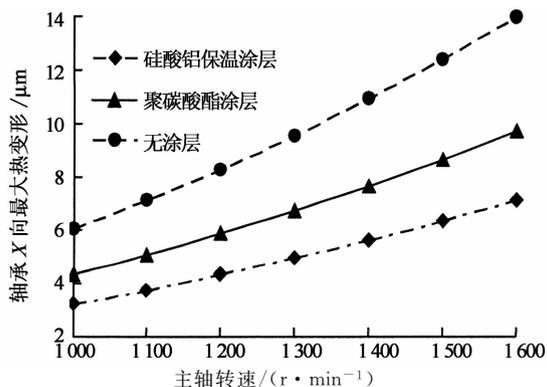


图 14 涂层种类-主轴转速-径向最大热变形关系  
Fig. 14 Coating type, spindle speed and the maximum radial thermal deformation relationship

图 13 为轴承在相同厚度 ( $d_i = 0.5$  mm) 的隔热涂层下, 轴承 X 向最大热变形值与不同种类涂层、主轴转速的关系。当涂层为聚碳酸酯涂层且轴承供

油压力为  $3$  MPa 时, 轴承最高温度  $T_{\text{max}}$  在主轴转速  $1\ 000$  r/min 时为最小值  $28.11$  °C, 在主轴转速  $1\ 600$  r/min 时为最大值  $35.82$  °C. 由图 14 可知, 当涂层为聚碳酸酯涂层且轴承供油压力为  $3$  MPa 时, 轴承 X 向最大热变形在主轴转速为  $1\ 000$  r/min 时为最小值  $4.346 \mu\text{m}$ , 而在主轴转速为  $1\ 600$  r/min 时为最大值  $9.730 \mu\text{m}$ . 可以得出: 随着主轴转速的增大, 动静压轴承的最高温度值和轴承 X 向即径向最大热变形值逐渐增大; 同时研究表明轴承中温度和热变形分布不均匀程度加大。

## 4 实验

为了验证隔热涂层降低磨床砂轮主轴液体动静压轴承温升的效果, 对有和无隔热涂层的动静压轴承体中的温度进行了实验测量. 动静压轴承试验台如图 15 所示, 轴承试验台是倒置式的, 即电机直接带动主轴旋转而动静压轴承不转动. 在动静压轴承体中埋入一个热电偶温度传感器, 热电偶温度传感器是标定好的. 先对一个没有隔热涂层的动静压轴承体测量了实验温度; 再换一个在轴承内表面涂加了聚碳酸酯隔热涂层的动静压轴承, 也在相同位置埋入热电偶温度传感器进行了温度测量; 最后对测量结果进行比较。



图 15 轴承实验台  
Fig. 15 Bearing bench

该实验中, 用转速计测量主轴转速为  $1\ 195$  r/min, 用油压表测量动静压轴承供油压力为  $3$  MPa, 轴承中润滑油牌号为 L-FD10, 轴承结构及材料与文章中理论分析是一致的. 实验测量结果是: 没有隔热涂层的动静压轴承的温度为  $44$  °C, 而加了隔热涂层的动静压轴承的温度为  $36$  °C, 可见差距明显. 所以隔热涂层对动静压轴承温度的降低作用明显。

## 5 结 论

1)提出了将隔热涂层应用于高速精密磨床砂轮主轴液体动静压轴承上来降低轴承温升及热变形的新技术,高性能隔热涂层将明显降低轴承主轴热变形和使热变形均布,最终提高主轴系统磨削加工精度,为超精密磨削机床的设计打下基础。

2)对一种高速精密磨床砂轮动静压主轴系统中的深浅腔液体动静压轴承建立了油膜-涂层-轴承耦合分析模型,应用 FLUENT 流体分析软件精确地计算了轴承中油膜温度场,并联合 ANSYS 有限元软件分析了轴承的热变形。为具有隔热涂层的动静压主轴系统的热变形分析打下了坚实的基础。

3)液体动静压轴承的最高温度及热变形都随着其上隔热涂层厚度的增大逐渐降低,随着隔热涂层热导率的减小而减小。隔热性能越好,则隔热涂层就越能够均化轴承的温度场和热变形分布。

4)在有隔热涂层的条件下,液体动静压轴承的最高温度和热变形以及其不均布程度随着轴承供油压力的增大而减小、随着主轴转速的增大而增大。

## 参考文献

- [1] 李艳,梁亮,李英浩,等. 数控车床主轴热变形检测及回转精度评定[J]. 中国机械工程,2015,26(12):1611-1615.  
LI Yan, LIANG Liang, LI Ying-hao, *et al.* Thermal error measurement and rotation accuracy evaluation of CNC lathe spindle[J]. China Mechanical Engineering, 2015, 26(12): 1611-1615. (In Chinese)
- [2] 焦瑶,孙立剑,洪海波,等. 超精密光学磨床减小热误差的结构优化[J]. 机械工程学报,2015,51(1):167-175.  
JIAO Yao, SUN Li-jian, HONG Hai-bo, *et al.* Material thermal conductivity determination and structure optimization of ultra-precision optical machine tool[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2015, 51(1):167-175. (In Chinese)
- [3] PIFFETEAU S, SOUCHET D, BONNEAU D. Influence of thermal and elastic deformations on connecting-rod big end bearing lubrication under dynamic loading[J]. Journal of Tribology, 2000, 122(4):181-191.
- [4] 王平阳,谈和平,刘林华,等. 涡轮发动机高温隔热涂层内的传热研究[J]. 航空动力学报,2000,15(3):268-273.  
WANG Ping-yang, TAN He-ping, LIU Lin-hua, *et al.* Study on heat transfer in high temperature heat insulation coating of turbine engine[J]. Journal of Aerospace Power, 2000, 15(3): 268-273. (In Chinese)

- [5] 杨晓光,耿瑞,熊昌炳. 航空发动机热端部件隔热陶瓷涂层应用研究[J]. 航空动力学报,1997,12(2):183-188.  
YANG Xiao-guang, GENG Rui, XIONG Chang-bing. Application research of thermal insulation ceramic coating for aero engine[J]. Journal of Aerospace Power, 1997, 12(2): 183-188. (In Chinese)
- [6] 李志强. 耐高温隔热涂层的隔热性与涂层厚度相关性探讨[J]. 上海涂料,2012,50(4):19-21.  
LI Zhi-qiang. Discussion on the correlation of heat insulation property with coating thickness for high temperature and thermal insulation coatings[J]. Shanghai Coating, 2012, 50(4):19-21 (In Chinese)
- [7] 苏宇峰,袁文信,刘德平,等. 高速电主轴热-结构特性研究[J]. 组合机床与自动化加工技术,2012,78(1):25-27.  
SU Yu-feng, YUAN Wen-xin, LIU De-ping, *et al.* Research on thermal-structural characteristics for high speed motorized spindle[J]. Modular Machine Tool & Automatic Manufacturing Technique, 2012, 78(1):25-27. (In Chinese)
- [8] 郭力,李波,章泽. 液体动静压轴承的温度场与热变形仿真分析[J]. 机械科学与技术,2014,33(4):49-53.  
GUO Li, LI Bo, ZHANG Ze. Simulation analysis of temperature field and thermal deformation of hydrostatic bearing[J]. Mechanical Science and Technology, 2014, 33(4):49-53. (In Chinese)
- [9] 郭力,胡靖,曹姗,等. 精密磨床主轴深浅腔动静压轴承热弹性复合变形分析[J]. 制造技术与机床,2014,45(10):59-65.  
GUO Li, HU Jing, CAO Shan, *et al.* Analysis of thermo-elastic deformation in liquid hybrid bearing with deep-shallow cavity of precise grinder[J]. Manufacturing Technology and Machine Tools, 2014, 45(10): 59-65. (In Chinese)
- [10] 焦瑶,孙立剑,洪海波,等. 超精密光学磨床主轴的温度场分布及其优化设计[J]. 机械与电子,2014(4):7-11.  
JIAO Yao, SUN Li-jian, HONG Hai-bo, *et al.* Distribution of temperature field and structure optimization of ultra-precision optical machine spindle[J]. Machinery & Electronics, 2014(4):7-11. (In Chinese)
- [11] 马驰,杨军,赵亮,等. 高速主轴系统热特性分析与实验[J]. 浙江大学学报:工学版,2015,49(11):2092-2101.  
MA Chi, YANG Jun, ZHAO Liang, *et al.* Thermal characteristics analysis and experimental study on high-speed spindle system[J]. Journal of Zhejiang University: Engineering Science, 2015, 49(11):2092-2101. (In Chinese)
- [12] 刘子建,皮皓杰,熊敏. 数控机床动压主轴的热误差建模技术研究[J]. 湖南大学学报:自然科学版,2015,42(4):1-6.  
LIU Zi-jian, PI Hao-jie, XIONG Min. Study on thermal error modeling of spindle with hydrodynamic in NC machine tools [J]. Journal of Hunan University: Natural Sciences, 2015, 42(4):1-6. (In Chinese)