

文章编号 1004-924X(2015)09-2586-09

## 节流器结构参数对 Nanosys-1000 液体静压导轨承载特性的影响

夏毅敏<sup>1\*</sup>, 王 洋<sup>1</sup>, 胡均平<sup>1</sup>, 杨添任<sup>2</sup>, 罗松保<sup>3</sup>, 张刚强<sup>4</sup>

(1. 中南大学 高性能复杂制造国家重点实验室, 湖南 长沙 410083;

2. 中铁工程装备集团有限公司, 河南 郑州 450000;

3. 中国航空工业集团 北京航空精密机械研究所, 北京 100076;

4. 常德烟草机械有限责任公司, 湖南 常德 415000)

**摘要:**从实际加工角度出发,研究了节流器结构参数对 Nanosys-1000 超精密加工机床静压导轨承载特性的影响。利用流体分析软件建立导轨承载油垫的有限元模型并搭建了相关静压导轨实验台,研究了进口油压为 1.7 MPa,油膜厚度为 36  $\mu\text{m}$  时承载油垫的压力场分布特征,并通过对压力场积分得到油膜承载力,求得油膜刚度,从而揭示不同结构参数对静压导轨承载特性的影响。研究表明:节流器结构参数中节流孔孔径对机床承载特性影响最大,其次为节流孔孔长,出入口倒角对其影响甚微。导轨负载较小时,扩大节流孔孔径与缩短节流孔孔长有助于改善静压导轨承载特性;但在重载条件下,缩小节流孔直径,增加节流孔孔长反而更有利。将仿真数据与实验数据作对比,得到 3 个承载力测量点数据误差分别为 7.9%,6.9%,8.6%。最后根据研究成果,确定了 Nanosys-1000 机床静压导轨节流孔结构参数。

**关键词:**超精密加工机床;节流器;结构参数;液体静压轴承;压力场分布;承载特性

**中图分类号:**TH703;TH133.3 **文献标识码:**A **doi:**10.3788/OPE.20152309.2586

## Influence of restrictor structural parameters on load-bearing characteristics of Nanosys-1000 hydrostatic guideway

XIA Yi-min<sup>1\*</sup>, WANG Yang<sup>1</sup>, HU Jun-ping<sup>1</sup>, YANG Tian-ren<sup>2</sup>, LUO Song-bao<sup>3</sup>, ZHANG Gang-qiang<sup>4</sup>

(1. State Key Laboratory of High-performance Complex Manufacturing,  
Central South University, Changsha 410083, China;

2. China Railway Engineering Equipment Group Co., Ltd., Zhengzhou 450000, China;

3. Beijing Precision Engineering Institute for Aircraft Industry,  
Aviation Industry Corporation of China, Beijing 100076, China;

4. Changde Tobacco Machinery Co., Ltd., Changde 415000, China)

\* Corresponding author, E-mail: xiaymi@mail.csu.edu.cn

**Abstract:** On the basis of practical machining, influences of structural parameters of a restrictor on the load-bearing characteristics of hydrostatic guideway in the Nanosys-1000 ultra precision machine tool were analyzed. The fluid analysis software was used to establish the finite element model of a carrying oil pad and build a related hydrostatic guideway test bench. The pressure field distribution

**收稿日期:**2015-01-20;**修订日期:**2015-02-23.

**基金项目:**国家自然科学基金资助项目(No. 51175518);国家 863 高技术研究发展计划资助项目(No. 2008AA000513)

characteristics of the carrying oil pad when its inlet pressure was 1.7 MPa and the oil film thickness was 36  $\mu\text{m}$  were researched. By integrating the pressure to get the oil film capacity, the oil film stiffness was obtained by derivation, and the effects of the different structural parameters on the load-bearing characteristics of hydrostatic guideway were revealed. The results show that the orifice diameter has the greatest impact on the load-bearing characteristics of the ultra precision machine tool, followed by the orifice hole length, while the entrance and export chamfers have little effect on it. When the guide load is lower, expanding the orifice diameter and shortening the hole length can help to improve the load-bearing characteristics of the hydrostatic guideway. However, narrowing the orifice diameter and increasing the length of the orifice hole would be more favorable. As compared with the simulation data and the experimental ones, data errors of three capacity measuring points are 7.9%, 6.9%, 8.6%, respectively. Finally, according to research results, the restrictor structural parameters of hydrostatic guideway in the Nanosys-1000 ultra precision machine tool were determined.

**Key words:** ultra-precision machine tool; restrictor; structural parameter; hydrostatic bearing; pressure filed distribution; load-bearing characteristics

## 1 引言

超精密加工技术对航空航天、精密仪器、军事工业、光学与通讯等高科技领域的发展具有重要的意义,超精密加工机床是实现其技术的重要装备之一<sup>[1-4]</sup>。静压导轨常用于超精密加工机床中,起支撑和导向的作用。节流器作为静压导轨的关键部件,其结构设计及性能决定机床的加工精度。国内外学者基于理论研究、软件仿真与实验对静压导轨节流器做了大量研究:Satish C. Sharma<sup>[5]</sup>研究了节流器槽口外形对静压止推轴承动态、静态特性的影响,发现对于相同槽口面积的节流器,环形槽能获得较大的承载力;S. Charles<sup>[6]</sup>运用计算流体力学对小孔节流器进行分析,得知小孔的流量系数高于经验推荐值;Robert E. Johnson等<sup>[7]</sup>对静压止推轴承节流器槽深进行研究,发现对于相同槽口面积的节流器,增加槽深与槽宽可提升液体圆柱静压导轨的承载特性;Yu Xiaodong等<sup>[8]</sup>研究不同节流器槽深、旋转速度对静压止推轴承瞬态压力影响,得到压力随节流器槽深增加而降低,随旋转速度增加而增高的结论;陈东菊等<sup>[9]</sup>研究空气静压导轨中溜板气腔结构、节流器直径、供气压强对气膜内气旋及波动的影响,获得供气压强对气膜波动影响最大;李东升等<sup>[10]</sup>通过 ANSYS 单向流耦合研究节流器节流

孔直径,节流孔孔长等因素对其变形量的影响,得到节流孔孔径增大变形量增大,节流孔孔长对变形量影响不大的分析结果;李文峰等<sup>[11]</sup>分析了节流器节流比与面积系数对油膜刚度的影响,得到节流比不变时面积系数增加刚度增大,面积系数不变时节流比处在一定的范围内油膜刚度会达到最大值等结论;龙威等<sup>[12]</sup>研究空气静压轴承进口效应,分析了对于不同类型节流器其气腔直径与气腔深度对轴承承载能力的影响。张刚强等<sup>[13]</sup>使用流体力学分析软件 ANSYS CFX 得到液体静压轴承温度场分布特性。杨添任等<sup>[14]</sup>使用流体仿真软件对静压止推轴承流场规律与承载特性进行了研究。

Nanosys-1000 超精密加工机床加工精度要求达到亚微米级,因此单独研究节流器对超精密加工机床静压导轨承载特性的影响具有一定的意义。本文从实际加工角度出发,研究小孔节流器加工过程中主要涉及的小孔孔径  $d_c$ 、小孔孔长  $l_0$ 、小孔出入口倒角  $\alpha, \beta$  等结构参数对静压导轨承载特性的影响,量化比对了节流器结构参数对静压导轨承载特性的影响程度,通过实验验证了仿真结果的正确性,为 Nanosys-1000 超精密加工机床研究提供依据。

## 2 承载油垫建模与仿真结果

Nanosys-1000 超精密加工机床 X 向运动由

双列平行导轨实现,其单列导轨三维模型如图 1 所示。导轨截面如图 2 所示,导轨上下内表面上有起承载作用的油垫,左右外表面上有起定位作用的油垫,所有油垫均采用小孔节流器节流。开启液压系统后,油液从节流器小孔进入油腔后形成一定厚度的油膜使得溜板上浮,从而实现机床 X 向直线运动。

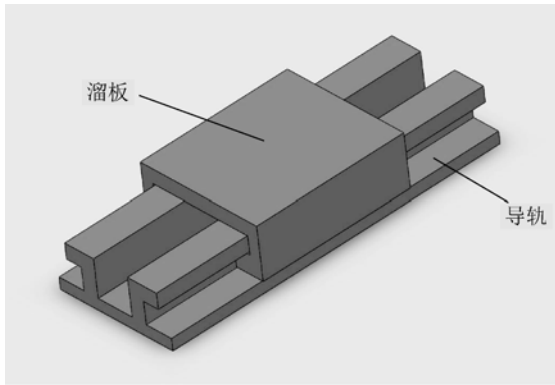


图 1 静压导轨三维模型

Fig. 1 Three-dimensional model of hydrostatic guideway

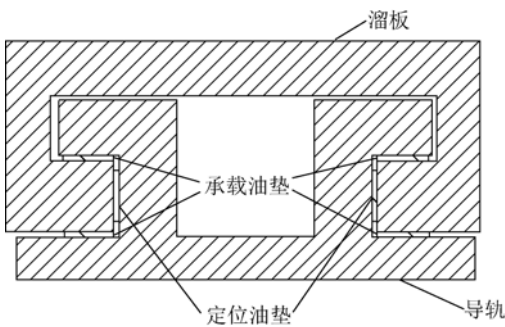


图 2 静压导轨截面图

Fig. 2 Hydrostatic guideway cross-sectional view

导轨承载能力主要由承载油垫提供,由图 2 可知,单列导轨为对称结构且含有 2 对结构尺寸相同的对置油垫,在平稳工作条件下只要分析单对承载油垫即可。单个承载油垫模型及相关参数如表 1 和图 3 所示。

在机床平稳工作时承载油垫处于均匀受压状态,为便于研究,只对 1/4 承载油垫建立有限元模型。网格使用六面体单元,分别对油膜、油腔、节流器划分网格,共划分 487 650 个单元,网格划分过程中需对小孔壁面与油膜上下表面进行边界层处理,对节流器孔口部位和油膜的网格进行细化。

表 1 承载油垫参数

Tab. 1 Parameters of carrying oil pad

参数	数值
初始油膜厚度 $h_0/\mu\text{m}$	36
油垫长度 $L/\text{mm}$	265
油垫宽度 $B/\text{mm}$	70
长方向封油边宽度 $l/\text{mm}$	50
宽方向封油边宽度 $b/\text{mm}$	16
节流小孔孔径 $d_c/\text{mm}$	0.35
温度 $T/\text{K}$	293
入口压力 $p_s/\text{MPa}$	1.7
润滑油密度 $\rho/(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	856
润滑油黏度 $\mu/(\text{mPa} \cdot \text{s})$	35

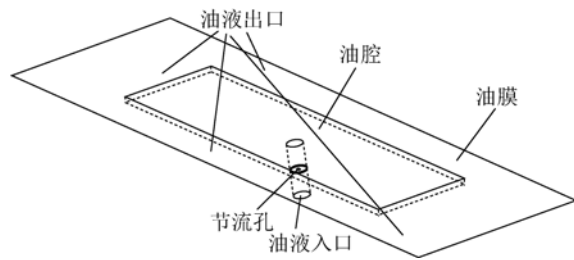


图 3 承载油垫三维模型

Fig. 3 Three-dimensional model of carrying oil pad

将流场模型下表面入口定义为压力入口,油膜流出口为压力出口,左右壁面为对称边界,油膜上表面为壁面。在入口压力  $p_s=1.7 \text{ MPa}$ ,流量  $q=0.174 \text{ L/min}$  时,承载油垫雷诺数  $Re=4q\rho/\pi d_c \mu=258 < 2000$ ,承载油垫流场流动方式为层流。选用 Laminar 流场模型,关闭能量方程,采用 Simple 算法,压力方程为 Second Order,选择 Second Order Upwind 动量方程,迭代精度设置为  $1 \times 10^{-4}$ ,建立的仿真模型如图 4 所示。

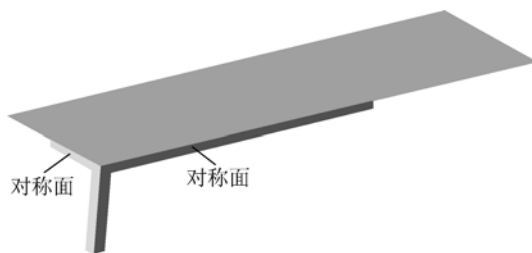


图 4 1/4 承载油垫流场模型

Fig. 4 Flow model of 1/4 carrying oil pad

通过仿真得到承载油垫的压力分布如图 5、图 6 所示,可大致看出油膜表面压力集中于油腔区域(红色区域),在封油边区域压力沿着流流方向呈下降趋势,从对称面压力分布图可看出节流器高压区域集中于油液入口处,经过节流小孔进入油腔后油压下降。

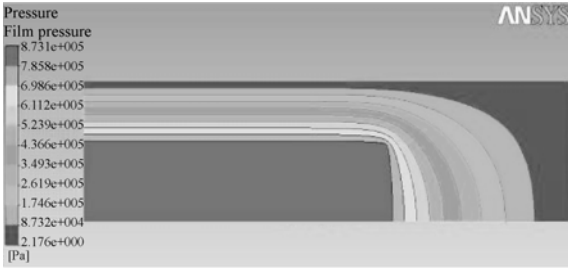


图 5 1/4 油垫表面压力分布图

Fig. 5 Surface pressure distribution of 1/4 carrying oil pad

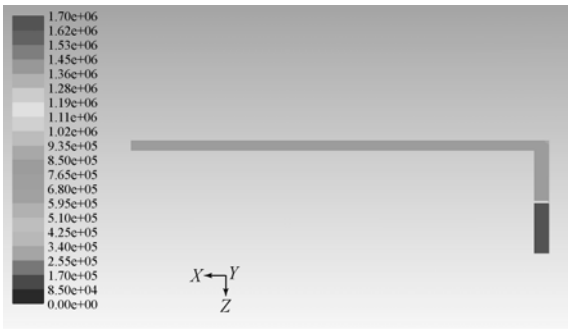


图 6 1/4 油垫对称面压力分布图

Fig. 6 Symmetric surface pressure distribution of 1/4 carrying oil pad

### 3 节流器结构对静压导轨承载特性影响规律研究

超精密加工机床液体静压导轨的承载特性主要取决于油膜承载力  $F(e)$  与承载刚度  $S(e)$ 。

油垫表面作用力为:

$$F(h) = \iint pdA. \quad (1)$$

溜板向下偏移量为  $e$  时,油膜承载力为:

$$F(e) = F(h - e) - F(h + e). \quad (2)$$

承载油垫油膜刚度为:

$$S(e) = \frac{\Delta F}{\Delta e} = F(e+1) - F(e). \quad (3)$$

改变节流器结构参数  $l_0, d_c, \alpha, \beta$ , 研究不同结构参数对静压导轨承载特性的影响。

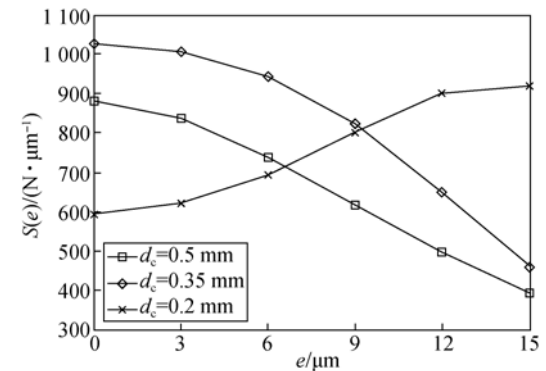
#### 3.1 节流孔孔径对承载特性的影响

设节流孔孔长  $l_0 = 0.5 \text{ mm}$ , 节流孔入口、出口倒角  $\alpha, \beta = 0^\circ$ , 分别取节流孔孔径  $d_c = 0.2, 0.35$  和  $0.5 \text{ mm}$ , 研究不同节流孔孔径  $d_c$  对液体静压导轨承载特性的影响, 由仿真得到承载力、承载刚度与溜板偏移量关系曲线如图 7 所示。



(a) 不同孔径下载载力与溜板偏移量关系

(a) Relationship between carrying capacity and apron offset under different orifice diameters



(b) 不同孔径下载载刚度与溜板偏移量关系

(b) Relationship between bearing stiffness and apron offset under different orifice diameters

图 7 节流孔孔径对静压导轨承载特性的影响

Fig. 7 Impact of orifice diameters on the load-bearing characteristics of hydrostatic guideway

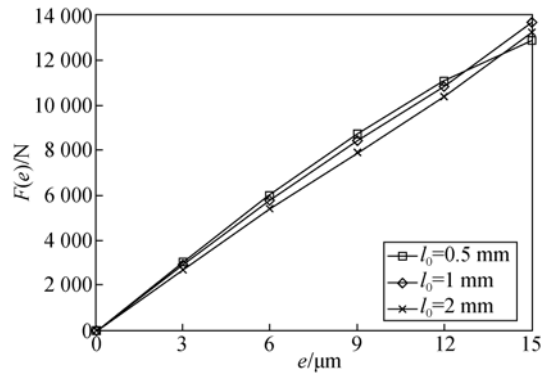
通过承载力变化曲线可知同一孔径下,油膜承载力  $F(e)$  随溜板偏移量  $e$  的增大而非线性增长;当  $0 < e < 13$  时,  $F_{0.35} > F_{0.5} > F_{0.2}$ ; 当  $13 < e < 15$  时,  $F_{0.35} > F_{0.2} > F_{0.5}$ 。由此可知,  $e$  较小时,扩大孔径能提升导轨的承载能力,但随负载增加,扩大孔口直径会导致导轨承载能力下降;孔口直径  $d_c = 0.2 \text{ mm}$  时,承载力曲线增长率优于  $d_c =$

0.35, 0.5 mm, 说明重载条件下缩小节流孔直径有利于提升机床承载特性。当  $e=15$  mm,  $F_{0.2}=11\ 145$  N,  $F_{0.35}=12\ 783$  N,  $F_{0.5}=10\ 212$  N 与  $d_c=0.2$  mm 时相比承载力变化率分别为 14.7% 和 8.4%。由图 7(b) 中油膜刚度曲线可知  $d_c=0.2$  mm 时, 油膜刚度  $S(e)$  随偏移量  $e$  的增大而增加; 而  $d_c=0.35, 0.5$  mm 时, 油膜刚度  $S(e)$  随偏移量  $e$  的增大而减小。由此可知扩大孔口直径能使导轨获得较大油膜刚度。但在重载条件下, 扩大孔口直径会削弱油膜刚度。当  $e=0$   $\mu\text{m}$  时,  $S_{0.2}=590.6$  N/ $\mu\text{m}$ ,  $S_{0.35}=1\ 025.3$  N/ $\mu\text{m}$ ,  $S_{0.5}=879.2$  N/ $\mu\text{m}$ ; 当偏移量  $e=15$   $\mu\text{m}$  时,  $S_{0.2}=917.6$ ,  $S_{0.35}=458.9$ ,  $S_{0.5}=392.3$  N/ $\mu\text{m}$ 。偏移量  $e$  为 0~15  $\mu\text{m}$  时, 承载刚度  $S(e)$  的变化率为  $S_{0.2}\% = 55.4\%$ ,  $S_{0.35}\% = -55.2\%$ ,  $S_{0.5}\% = -55.4\%$ 。综上所述, 重载条件下使用孔径较小的节流器能获得较好的承载特性。

### 3.2 节流孔孔长对承载特性的影响

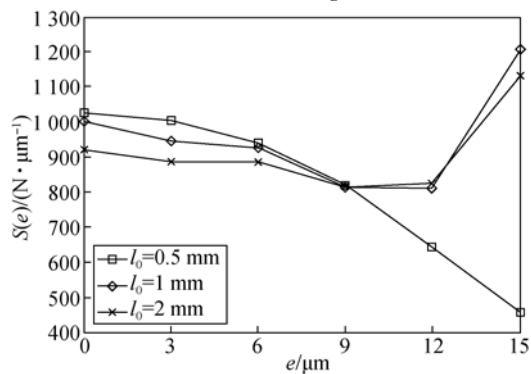
节流孔孔径  $d_c=0.35$  mm 不变, 节流孔入口出倒角  $\alpha, \beta=0^\circ$ , 分别取节流孔孔长  $l_0=0.5, 1$  和 2 mm, 研究不同孔口长度  $l_0$  对静压导轨承载特性的影响, 其承载力、承载刚度与溜板偏移量关系曲线如图 8 所示。

由图 8(a) 承载力曲线可看出当  $0 < e < 13$  mm 时,  $F_{0.5} > F_{1.0} > F_{2.0}$ ;  $14 < e < 15$  mm 时,  $F_{1.0} > F_{2.0} > F_{0.5}$ 。偏移量  $e$  较小时, 承载力随孔口长度的增大而减小。随  $e$  的增加, 增加孔长能提升导轨承载能力。  $e=15$   $\mu\text{m}$ ,  $F_{0.5}=12\ 783$  N,  $F_{1.0}=13\ 639.5$  N,  $F_{2.0}=13\ 177.5$  N, 与  $d_c=0.2$  mm 时相比承载力增长率分别为 6.7% 和 3.1%。从图 8(b) 可知偏移量  $e$  较小时, 短孔节流器具有较好的油膜刚度, 随偏移量增加, 增大节流小孔的长度能使机床导轨获得更好的承载特性。  $e=0$   $\mu\text{m}$  时,  $S_{0.5}=1\ 025.3$  N/ $\mu\text{m}$ ,  $S_{1.0}=999.3$  N/ $\mu\text{m}$ ,  $S_{2.0}=921.9$  N/ $\mu\text{m}$ ;  $e=15$   $\mu\text{m}$  时,  $S_{0.5}=458.9$  N/ $\mu\text{m}$ ,  $S_{1.0}=1\ 205.9$  N/ $\mu\text{m}$ ,  $S_{2.0}=1\ 130.5$  N/ $\mu\text{m}$ 。油膜刚度变化率分别为:  $S_{0.5}\% = -55.2\%$ ,  $S_{1.0}\% = 20.7\%$ ,  $S_{2.0}\% = 22.6\%$ 。根据上述数据有: 长孔节流器适用于重载情况下, 当载荷较轻时, 建议使用短孔节流器。



(a) 不同孔长下承载力与溜板偏移量关系

(a) Relationship between carrying capacity and apron offset under different hole lengths



(b) 不同孔长下承载刚度与溜板偏移量关系

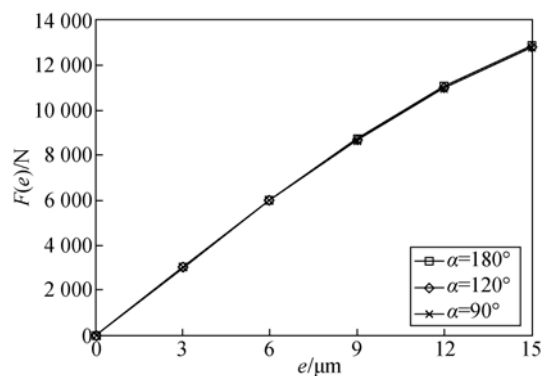
(b) Relationship between bearing stiffness and apron offset under different hole lengths

图 8 节流孔孔长对静压导轨承载特性的影响

Fig. 8 Impact of orifice hole lengths on the load-bearing characteristics of hydrostatic guideway

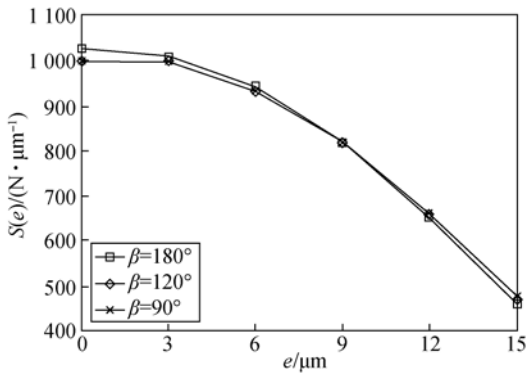
### 3.3 节流孔出入口倒角对承载特性的影响

取节流孔孔径  $d_c=0.35$  mm, 节流孔孔长  $l_0=0.5$  mm, 节流孔出口倒角  $\beta=0^\circ$ , 分别取入口倒角  $\alpha=90^\circ, 120^\circ$  和  $180^\circ$ , 分析不同节流孔入口倒角  $\alpha$  对液体静压导轨承载特性的影响, 承载力、承载刚度与溜板偏移量关系曲线如图 9 所示。



(a) 不同入口倒角下承载力与偏移量关系

(a) Relationship between carrying capacity and apron offset under different entrance chamfers



(b)不同入口倒角下油膜刚度与偏移量关系

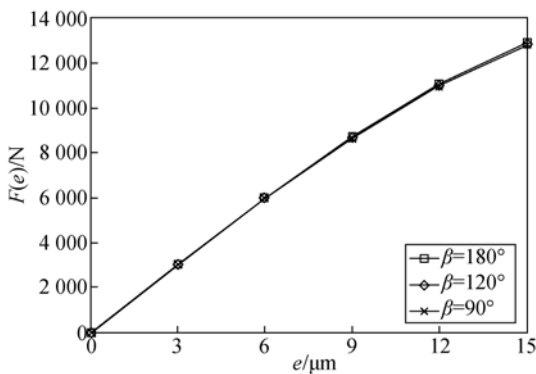
(b) Relationship between bearing stiffness and apron offset under different entrance chamfers

图 9 节流孔入口倒角对静压导轨承载特性的影响

Fig. 9 Impact of orifice entrance chamfers on the load-bearing characteristics of hydrostatic guideway

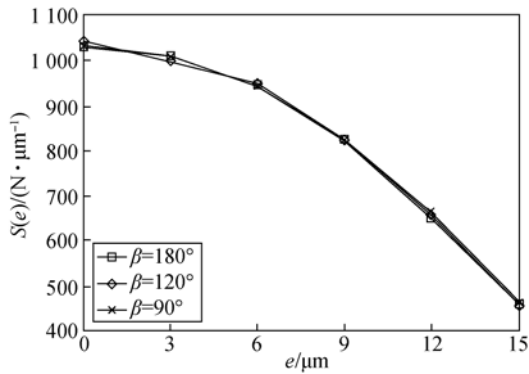
从图 9 可看出,不同入口倒角  $\alpha$  下,对应油膜承载力曲线、油膜刚度曲线变化规律基本一致,溜板偏移量  $e=15 \mu\text{m}$  时,  $F_{90^\circ}=12\,708.2 \text{ N}$ ,  $F_{120^\circ}=12\,721 \text{ N}$ ,  $F_{180^\circ}=12\,783 \text{ N}$ ,承载力相对变化率为 0.1% 和 0.6%。由图 8(b)中可看出随溜板偏移量  $e$  的增加油膜刚度逐渐下降,当  $e=0 \mu\text{m}$  时,  $S_{90^\circ}=995 \text{ N}/\mu\text{m}$ ,  $S_{120^\circ}=997.2 \text{ N}/\mu\text{m}$ ,  $S_{180^\circ}=1\,025.3 \text{ N}/\mu\text{m}$ ;  $e=15 \mu\text{m}$  时,  $S_{90^\circ}=473 \text{ N}/\mu\text{m}$ ,  $S_{120^\circ}=472.6 \text{ N}/\mu\text{m}$ ,  $S_{180^\circ}=458.9 \text{ N}/\mu\text{m}$ 。在  $e=0\sim 15 \mu\text{m}$  区间内,油膜刚度变化率  $S_{90^\circ}\%=-52.5\%$ ,  $S_{120^\circ}\%=-52.6\%$ ,  $S_{180^\circ}\%=-55.2\%$ ,由此可看出节流器入口倒角对油膜承载刚度基本没有影响。

同理,改变节流孔出口倒角  $\beta$  分别取  $\beta=90^\circ$ ,  $120^\circ$ ,  $180^\circ$ ,得到承载力、承载刚度与溜板偏移量关系曲线如图 10 所示:



(a)不同出口倒角下承载力与偏移量关系

(a) Relationship between carrying capacity and apron offset under different export chamfers



(b)不同出口倒角下油膜刚度与偏移量关系

(b) Relationship between bearing stiffness and apron offset under different export chamfers

图 10 节流孔出口倒角对静压导承载特性的影响

Fig. 10 Impact of orifice export chamfers on the load-bearing characteristics of hydrostatic guideway

从图 10 可看出,不同出口倒角下,承载力、油膜刚度变化曲线高度重合,与入口倒角的影响类似,改变出口倒角对机床承载特性基本没有影响,因此 Nanosys-1000 节流器设计时基本上可不考虑出入口倒角对机床承载特性的影响。

## 4 静压导轨承载特性实验研究

### 4.1 实验平台

为研究 Nanosys-1000 超精密加工机床导轨的承载特性,搭建了静压导轨实验平台(图 11),通过实验台对不同孔长节流器进行测试并验证仿真结果的正确性。实验平台主要由动导轨和静导轨组成。动导轨置于静导轨上方,其为实验平台提供负载和测量基准面,测量基准面以圆面形式分 3 点布置于动导轨上表面。静导轨结构如图 13 所示,由 2 列并行导轨组成,每列导轨上有 2 个矩形油垫,对称布置。为方便换装不同孔径节流器,将节流小孔以螺纹孔形式置于静导轨外侧。实验中测试的小孔节流器结构参数为:孔径  $d_c=0.35 \text{ mm}$ ,出口倒角为  $\alpha=90^\circ$ ,入口倒角  $\beta=0^\circ$ ,孔口长度  $l_0=0.5, 1, 2 \text{ mm}$ ,实物如图 11 所示。为方便实验中观测流量与压力,在静导轨的润滑油入口处连接压力、流量传感器,同时为实验平台开发了相应的压力、流量监控系统。



图 11 静压导轨实验台

Fig. 11 Hydrostatic guideway bench

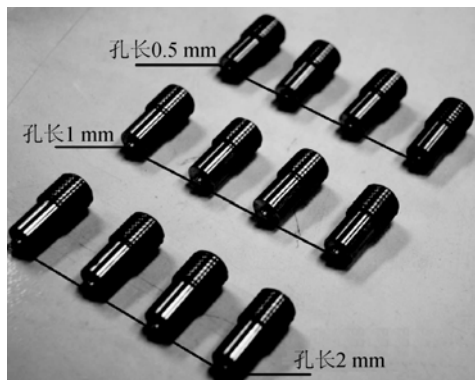


图 12 节流器实物图

Fig. 12 Physical graph of restrictor

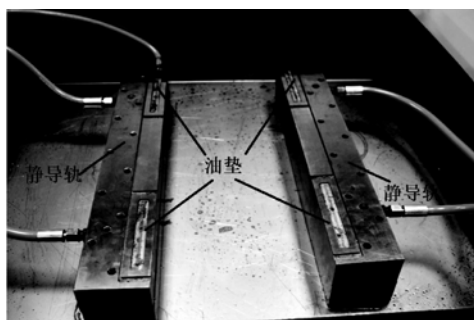


图 13 静压导轨

Fig. 13 Hydrostatic guideway

#### 4.2 数据观测与分析

在静导轨上加载不同质量的负载,使用千分表测得静压导轨承载平稳状态下的油膜厚度,将此参数作为静导轨承载特性指标并用于验证仿真工作的正确性。首先将孔长为 0.5, 1, 2 mm 的 3

组节流器依次安装到实验台上,打开压力、流量监控系统,开启液压系统。调节静压导轨入口压力值为 1.7 MPa,待监控系统显示的压力达到稳定值后,将 3 个千分表调零,然后关闭液压系统,当压力完全卸荷之后,记录千分表的数据(即为油膜厚度值)。对 3 组负载 14 000, 16 000, 18 000 N 测量后,得到表 2, 表 3, 表 4 数据。

表 2 节流孔孔长为 0.5 mm 不同负载下的千分表数据

Tab. 2 Indicator data at different loads when orifice hole length is 0.5 mm ( $\mu\text{m}$ )

load/N	1#	2#	3#	avg
14 000	-45.4	-45.5	-45.3	-45.4
16 000	-39.9	-41.0	-41.0	-41.0
18 000	-35.8	-36.0	-35.9	-35.9

表 3 节流孔孔长为 1 mm 时不同负载下的千分表数据

Tab. 3 Indicator data at different loads when orifice hole length is 1 mm ( $\mu\text{m}$ )

load/N	1#	2#	3#	avg
14 000	-44.8	-44.7	-44.7	-44.7
16 000	-40.2	-40.4	-40.3	-40.3
18 000	-35.3	-35.1	-35.2	-35.2

表 4 节流孔孔长为 2 mm 时不同负载下的千分表数据

Tab. 4 Indicator data at different loads when orifice hole length is 2 mm ( $\mu\text{m}$ )

load/N	1#	2#	3#	avg
14 000	-43.6	-43.5	-43.4	-43.5
16 000	-39.0	-39.2	-39.1	-39.1
18 000	-33.9	-33.9	-33.9	-33.9

观测表 3, 4, 5 实验数据可知同一负载下 3 个千分表测量值基本一致,这说明测量时各油膜受载均匀,实验台正常浮起,静压支承工作正常。根据表中实验数据,取 3 个千分表测量值的平均值,绘得负载与油膜厚度关系曲线(图 14),可知油膜承载力随节流孔的孔长的增大而减小,与仿真相符。将仿真结果与实际实验数据作对比,得到  $l_0 = 2$  mm 时的数据对比图(图 15)。在仿真拟合曲线上找到油膜厚度  $h$  为 33.9, 39.1, 43.5  $\mu\text{m}$  时对应负载  $F(h)$  为 15 109, 17 290, 19 550 N, 与实验测得值 14 000, 16 000, 18 000 N 对比,分别相差 7.9%, 6.9%, 8.6%, 分析认为造成误差的原

因主要是仿真过程中未考虑温度、湿度的影响,另外实验测试过程中存在一定的测量误差,综合考虑误差在允许范围内,由图 15 可看到两曲线变化规律基本一致,仿真分析与实验结果基本吻合。

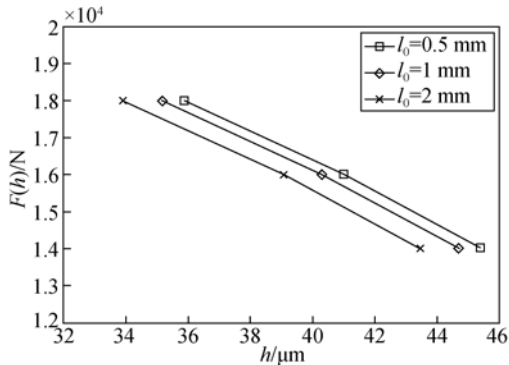


图 14 实验测得不同孔径下负载与油膜厚度关系

Fig. 14 Relationship between load and film thickness at different orifice diameters in experimental measurement

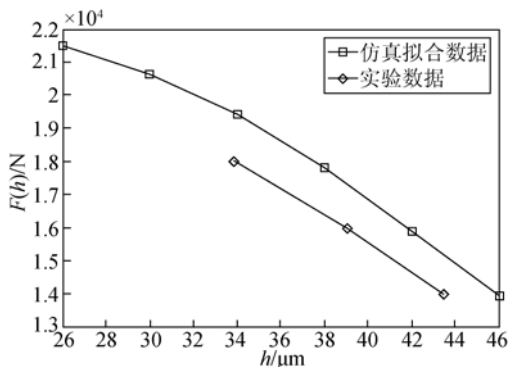


图 15 实验数据和仿真结果对比图

Fig. 15 Comparison of experimental data and simulation results

## 参考文献:

- [1] 袁巨龙,张飞虎,戴一帆,等. 超精密加工领域科学技术发展研究[J]. 机械工程学报, 2010, 15: 161-177.  
YUAN J L, ZHANG F H, DAI Y F, et al.. Development research of science and technologies in ultra-precision machining field [J] *Journal of Mechanical Engineering*, 2010, 46(15):161-177. (in Chinese)
- [2] 李勇,张向阳,谢晓丹. 大口径光学镜面超精密加工机床的研制[J]. 纳米技术与精密工程, 2010, 8(5): 428-432.

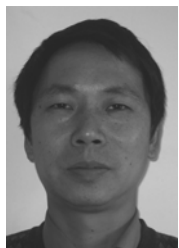
## 5 结 论

本文使用流体分析仿真软件对 Nanosys-1000 超精密加工机床承载油垫流场流动特性进行仿真,通过相应实验进行试验验证得到其压力场分布并分析其压力分布规律,最后成功将其应用于 Nanosys-1000 机床设计中。根据节流器不同结构参数下的承载力与油膜刚度曲线变化规律可得:在偏移量较小的情况下,可以通过增大节流孔孔径与缩短节流孔孔长改善静压导轨承载特性,且增大孔径效果比缩短节流孔尺寸要好;但当偏移量增大时,减小节流孔孔径与增大节流孔孔长反而会使静压导轨承载特性得到提升。当孔径  $d_c = 0.2, 0.35, 0.5$  mm,  $e = 15$  μm 时,  $F_{0.2} = 11\ 145$  N,  $F_{0.35} = 12\ 783$  N,  $F_{0.5} = 10\ 212$  N, 刚度  $S_{0.2} = 917.6$ ,  $S_{0.35} = 458.9$ ,  $S_{0.5} = 392.3$  N/μm。当孔径  $d_c = 0.35$  mm 时,超精密加工机床能获得较好的承载特性;当孔口长度  $l_0 = 0.5, 1, 2$  mm 时,  $F_{0.5} = 12\ 783$  N,  $F_{1.0} = 13\ 639.5$  N,  $F_{2.0} = 13\ 177.5$  N,  $S_{0.5} = 458.9$  N/μm,  $S_{1.0} = 1\ 205.9$  N/μm,  $S_{2.0} = 1\ 130.5$  N/μm;选取  $l_0 = 1$  mm 时 Nanosys-1000 机床能获得较好的承载特性;小孔入口、出口倒角对机床承载特性影响最小,其参数由实际加工能力决定。使用流体软件研究 Nanosys-1000 超精密加工机床的承载油垫承载特性,仿真结果与实验数据之差为 7.9%, 6.9%, 8.6%, 与实际情况较为符合。

- LI Y, ZHANG X Y, XIE X D. Development of ultra-precision machine for large-sized mirror surface [J]. *Nano Technology and Precision Engineering*, 2010, 8(5):428-432. (in Chinese)
- [3] 梁迎春,陈国达,孙雅洲,等. 超精密机床研究现状与展望[J]. 哈尔滨工业大学学报, 2014, 46(5): 28-39.  
LINAG Y CH, CHEN G D, SUN Y ZH, et al.. Research status and outlook of ultra-precision machine tool [J]. *Chinese Journal of Harbin Institute of Technology*, 2014, 46(5):28-39. (in Chinese)
- [4] 袁巨龙,吴喆,吕冰海,等. 非球面超精密抛光技术研究现状[J]. 机械工程学报, 2012, 48(23):

- 167-177.
- YUAN J L, WU ZH, LÜ B H, *et al.*. Review on uUltra-precision polishing technology of aspheric surface[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2012,48(23):167-177. (in Chinese)
- [5] SHARMA S C, JAIN S C, BHARUKA D K. Influence of recess shape on the performance of a capillary compensated circular thrust pad hydrostatic bearing[J]. *Tribology International*, 2002, 35(6): 347-356.
- [6] CHARLES S, BONNEAU O, FRE J. Determination of the discharge coefficient of a thin-walled orifice used in hydrostatic bearings[J]. *Journal of tribology*, 2005, 127(3):679-684.
- [7] JOHNSON R E, MANRING N D. Sensitivity studies for the shallow-pocket geometry of a hydrostatic thrust bearing [C]. ASME 2003 *International Mechanical Engineering Congress and Exposition. American Society of Mechanical Engineers*, 2003: 231-238.
- [8] YU X D, WANG Z, MENG X, *et al.*. Research on dynamic pressure of hydrostatic thrust bearing under the different recess depth and rotating velocity [J]. *International Journal of Control & Automation* 2014, 7(2) :439-446.
- [9] 陈东菊,边艳华,周帅,等. 空气静压导轨气膜波动主要影响因素分析[J]. *机械工程学报*, 2014,50(15):97-103.
- CHEN D J, BIAN Y H, ZHOU SH, *et al.*. Influence factor analysis for gas fluctuation of aerostatic guideway [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2014, 50(15), 97-103(in Chinese)
- [10] 李东升,程阳,胡佳成,等. 气体静压节流器变形量的流固耦合数值分析[J]. *机械设计与制造*, 2015(2):81-83+88.
- LI D SH, CHEN Y, HU J CH, *et al.* Numerical analysis of aerostatic restrictor deformation based on fluid-structure interaction [J]. *Journal of Machinery Design & Manufacture*, 2015(2):81-83+88. (in Chinese)
- [11] 李文锋,杜彦亭,李敏,等. 精密数控车床静压导轨性能仿真研究[J]. *机床与液压*, 2012, 40(5): 14-17.
- LI W F, DU Y T, LI M, *et al.*. The performance simulation study of the hydrostatic guideway of precision CNC lathe [J]. *Journal of Machine Tool & Hydraulics*, 2012,40(5):14-17. (in Chinese)
- [12] 龙威,包钢. 进口效应对小孔节流静压空气轴承静特性的影响[J]. *轴承*, 2010(7):31-35.
- LONG W, BAO G. Entrance effect on static characteristics of orifice compensated aerostatic bearings with feed pocket [J]. *Bearing*, 2010(7):31-35. (in Chinese)
- [13] 夏毅敏,张刚强,罗松保,等. 非球面超精密机床静压轴承温度场的分布[J]. *光学精密工程*, 2012,20(8):1759-1764.
- XIA Y M, ZHANG G Q, LUO S B, *et al.*. Ultra-precision machine tools of non-spherical hydrostatic bearing temperature field [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2012,20(8):1759-1764. (in Chinese)
- [14] 夏毅敏,杨添任,张刚强,等. Nanosys-1000 机床静压止推轴承流场分布规律及承载特性[J]. *光学精密工程*, 2013,21(1):144-150.
- XIA Y M, YANG T R, ZHANG G Q, *et al.*. Flow filed distribution and bearing characteristics of hydrostatic thrust bearing in Nanosys-1000 machine [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2013,21(1):144-150. (in Chinese)

#### 作者简介:



夏毅敏(1967—),男,江西永新人,教授,博士生导师,1988年于石家庄铁道学院获学士学位,1994年于中南工业大学获硕士学位,2006年于中南大学获得博士学位,主要从事流体传动与控制技术、工程机械、海洋机电装备设计方面的教学与科研工作。E-mail: xiaymj@mail.csu.edu.cn



王洋(1991—),男,江西永新人,硕士研究生,主要研究方向为流体力学数值求解以及流体传动与控制。E-mail: wang5yang16@163.com