

DOI: 10.3901/JME.2014.24.186

# 液体圆柱静压导轨设计参数对其性能的影响

高殿荣 魏云 王凯  
(燕山大学机械工程学院 秦皇岛 066004)

**摘要:** 为研究液体圆柱静压导轨的初始参数对导轨性能的影响, 以内反馈节流形式的液体圆柱静压导轨为研究对象, 列出力平衡方程、流量连续性方程, 经推导和线性化处理得到液体圆柱静压导轨的线性化微分方程组, 利用 Laplace 变换得到传递函数, 推导出液体圆柱静压导轨的数学模型。从时域、频域内分别分析初始油膜厚度、油液黏度、供油压力对导轨性能的影响。研究表明在低频段减小初始油膜厚度、增大油液黏度和供油压力, 在高频段增大初始油膜厚度, 可增大导轨动态刚度, 提高支承的稳定性, 减小导轨间隙相对稳态位移值。在高频段, 油液黏度、供油压力对液体圆柱静压导轨的动态性能影响不大。研究工作对液体圆柱静压导轨的设计提供参考价值。

**关键词:** 液体圆柱静压导轨; 初始油膜厚度; 油液黏度; 供油压力; 时域分析; 频域分析

**中图分类号:** TH133

## Influence of Design Parameters of Cylindrical Hydrostatic Slide on Its' Performance

GAO Dianrong WEI Yun WANG Kai  
(College of Mechanical Engineering, Yanshan University, Qinhuangdao 066004)

**Abstract:** In order to analyze the influence of the initial parameters of cylindrical hydrostatic slide on the performance of the cylinder hydrostatic slide in the form of inner feedback throttle, the force balance equation and the flow continuity equations are established. With derivation and linearization, the linear differential equations of the cylinder hydrostatic slide are obtained. Then use Laplace transform to get the transfer function, and deduce the mathematical model of the cylindrical hydrostatic slide. And then the influence of the initial oil film thickness and oil viscosity, oil supply pressure on the performance of the slide are analyzed from the time domain and frequency domain. The research shows that reducing the initial thickness of oil film, increasing the oil viscosity and oil pressure in low frequency and increasing the initial thickness of oil film in high frequency can improve the dynamic stiffness and stability of the bearing and reduce the relative steady displacement value. In high frequency, the oil viscosity, oil supply pressure have little effect on the dynamic performance of the cylinder hydrostatic slide. The research has certain reference value on the design of the cylinder hydrostatic slide.

**Key words:** cylindrical hydrostatic slide; initial oil film thickness; oil viscosity; oil pressure; time domain analysis; frequency domain analysis

## 0 前言

液体圆柱静压导轨是一种新形式的导轨, 导轨采用了静压轴承的内反馈节流形式。近年来, 国内外许多学者都对静压轴承、平面静压导轨进行了深入的研究。ADDE<sup>[1]</sup>采用试验方法研究了动压载荷下液体静压轴向、径向轴承的性能, 证明了轴承结构、油膜黏度、油液压缩性对轴承刚度和振幅有很

大影响。KANE 等<sup>[2]</sup>研究了一种带有自动补偿装置的超薄静压轴承, 利用该装置可形成很多静压油腔, 承载力较高, 油膜刚度大, 加工精度高。SHARMA 等<sup>[3]</sup>采用有限元法(Finite element method, FEM)技术理论建立了一种四油腔的锥形静压滑动轴承的间隙流动雷诺方程, 对比分析了半锥角  $\gamma=10^\circ$ 、 $20^\circ$ 、 $30^\circ$ 、 $40^\circ$ , 外载荷系数  $W_r=0.1\sim 1.0$  下静压支承的静、动态特性, 并对多油腔毛细管补偿式圆锥形静压径向支承的性能进行了分析。吴笛<sup>[4]</sup>研发出了一种高承载能力、高刚度的局部多孔介质静压径向轴承,

建立了该轴承的数学模型, 并仿真分析了各参数对新型静压轴承静态性能的影响。王勇勤等<sup>[5]</sup>针对毛细管节流的径向和推力静压油膜轴承, 推导其传递函数, 并进行仿真计算。研究表明毛细管节流的推力静压轴承动态特性与主轴转速有关, 主轴转速越高, 油膜厚度越小, 响应时间越长。可以通过适当增大供油压力、油膜间隙等措施来提高毛细管节流的静压轴承的动态特性。邵俊鹏等<sup>[6]</sup>针对重型静压轴承油腔结构优化问题, 利用有限体积法, 模拟了扇形腔和圆形腔间隙流体的温度场, 并建立了旋转坐标系下的控制方程, 探讨了在转速、腔深及有效承载面积相同时两种腔形的温度分布规律, 优化了油腔结构。结果表明, 油腔结构对间隙流体温度场有较大影响, 圆形油腔油膜剪切面积较大导致圆形腔温度分布较扇形腔高。

以上文献都是对平面静压导轨和静压轴承的研究, 但是对于液体圆柱静压导轨的研究很少。因此, 本文以内反馈节流形式的液体圆柱静压导轨为研究对象, 建立导轨的动态数学模型, 分析油膜厚度、油液黏度、供油压力三个参数对圆柱静压导轨动态特性的影响。

## 1 液体圆柱静压导轨

### 1.1 液体圆柱静压导轨结构介绍

液体圆柱静压导轨采用内反馈的节流形式<sup>[7]</sup>, 导轨进油口采用高压油包围集油油腔的结构形式, 滑枕的外表面开出 180°的油槽以保证滑枕的集油腔与对面工作油腔相通, 以形成油压内反馈。液体圆柱静压导轨的滑枕如图 1 所示。床鞍安装在滑枕外面, 滑枕与床鞍之间要有一定的过盈以免油槽间串油。滑枕受到一个指向某油腔的几何中心的负载  $F$  作用, 设  $F$  竖直向下。液体圆柱静压导轨展开结构示意图如图 2 所示。工作时, 圆柱静压导轨的轴固定不动, 滑枕沿导轨轴做轴向移动, 并在外负载  $F$  的作用下, 使液体圆柱静压导轨的滑枕中心产生一个向下的相对位移  $\varepsilon$ 。

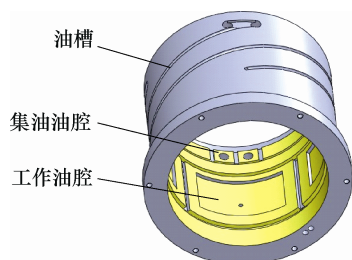


图 1 液体圆柱静压导轨滑枕

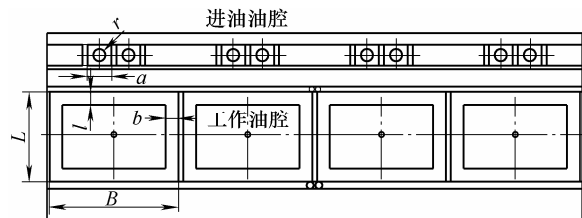


图 2 液体圆柱静压导轨展开结构示意图

### 1.2 导轨的设计参数

液体圆柱静压导轨的设计参数如表 1 所示, 工作油腔参数如表 2 所示, 集油油腔参数如表 3 所示。其中, 表 2、3 中的工作油腔、集油油腔参数如图 2 所示。导轨油的油液参数如表 4 所示。

表 1 圆柱静压导轨的初始设计参数

参数	滑枕质量 $m/\text{kg}$	供油压力 $p_s/\text{MPa}$	滑枕内径 $D/\text{mm}$
数值	200	3	220
参数	滑枕运动速度 $u/(\text{m/s})$	初始油膜厚度 $h_0/\mu\text{m}$	敏感油路体积 $V/\text{m}^3$
数值	0.5	30	$4.37 \times 10^{-5}$

表 2 工作油腔参数

油腔 长 $L/\text{m}$	封油 边长 $l/\text{m}$	油腔 宽 $B/\text{m}$	封油 边宽 $b/\text{m}$	油腔 半角 $\varphi_0/(\circ)$	油膜厚度 不均系数 $A$
103	15	165	19	38	0.883

表 3 集油油腔参数

油腔边长 $a/\text{m}$	进油孔半径 $r/\text{m}$	油腔半角 $\varphi_0/(\circ)$	油膜厚度 不均系数 $\bar{A}$
24	7	6.25	0.997

表 4 导轨油油液参数

油液型号	密度 $\rho/(\text{kg/m}^3)$	黏度 $\mu/(\text{Pa}\cdot\text{s})$	压缩系数 $\beta_e/\text{Pa}^{-1}$	黏性阻尼系数 $B_e/[(\text{N}\cdot\text{s})/\text{m}]$
32 号导轨油	877	$2.76 \times 10^{-2}$	$10^{-9}$	$1.1 \times 10^6$

## 2 液体圆柱静压导轨数学模型的建立

以液体圆柱静压导轨的滑枕为研究对象, 工作中滑枕在油腔承载力、惯性力、黏性力、外负载的作用下最终达到平衡, 得到其力学平衡方程为<sup>[8]</sup>

$$m\ddot{e} + B_\xi \dot{e} + A_e(p_{r2} - p_{r1}) = F(t) \quad (1)$$

式中  $e$ ——滑枕中心的位移;

$A_e$ ——滑枕工作油腔承载面积;

$p_{r1}$ ——滑枕下工作油腔油液压力;

$p_{r2}$ ——滑枕上工作油腔油液压力;

$F(t)$ ——外负载。

在任一瞬间, 流经油腔某一断面而进入油膜间隙的瞬态流量  $Q$  应为油腔在未施加载荷  $F$  前的压力

作用下排出的流量  $Q_y$  与导轨在径向移动而挤压出的流量  $Q_p$  和导轨轴向移动产生的剪切流  $Q_s$  之和, 因此考虑挤压效应、剪切效应和容积效应, 列出上、下油腔的流量连续性方程。

上油腔流量连续性方程为

$$\frac{p_{r2}}{R_{h0}}(1 - A\varepsilon)^3 - 2R(L - a)\sin\varphi_0 h_0 \dot{\varepsilon} + \frac{u}{2} L h_0 (1 - A\varepsilon) = \frac{2(p_s - p_{r2})}{R_{g0}}(1 + \bar{A}\varepsilon)^3 - \beta_e V \dot{p}_{r2} \quad (2)$$

式中  $R_{h0}$  ——设计状态回油节流液阻;

$R_{g0}$  ——设计状态进油节流液阻;

$\varepsilon$  ——导轨偏心率,  $\varepsilon = e/h_0$ ;

$V$  ——敏感油路体积。

下油腔流量连续性方程为

$$\frac{p_{r1}}{R_{h0}}(1 + A\varepsilon)^3 + 2R(L - a)\sin\varphi_0 h_0 \dot{\varepsilon} + \frac{u}{2} L h_0 (1 + A\varepsilon) = \frac{2(p_s - p_{r1})}{R_{g0}}(1 - \bar{A}\varepsilon)^3 - \beta_e V \dot{p}_{r1} \quad (3)$$

设计状态时的回油油腔液阻

$$R_{h0} = \frac{6lb\mu}{h_0^3 [l(L - l) + bD\phi_0]} \quad (4)$$

经积分计算得设计状态时的集油油腔液阻

$$R_{g0} = \frac{3\mu}{h_0^3 \left[ -\frac{\pi}{4} + \frac{4a}{a-2r} \sqrt{\frac{a-2r}{a+2r}} \arctan \left( \sqrt{\frac{a+2r}{a-2r}} \tan \frac{\pi}{8} \right) \right]} \quad (5)$$

对于初始设计状态, 由进、回油流量相等得

$$\frac{p_{ri}}{R_{h0}} = \frac{2(p_s - p_{ri})}{R_{g0}} \quad i=1, 2 \quad (6)$$

式(1)~(3)为液体圆柱静压导轨非线性微分方程, 将其进行线性化处理及 Laplace 变换, 得到支承系统的传递函数为<sup>[9]</sup>

$$G(s) = \frac{X(s)}{W(s)} = \frac{A_1 s + A_0}{B_3 s^3 + B_2 s^2 + B_1 s + B_0} \quad (7)$$

式中  $A_1 = A_e p_s R_{h0} \beta_e V$ ;

$A_0 = A_e p_s / (1 - 1/\beta)$ ;

$B_3 = m h_0 R_{h0} \beta_e V$ ;

$B_2 = m h_0 / (1 - 1/\beta) + h_0 R_{h0} \beta_e V B_\xi$ ;

$B_1 = B_\xi h_0 / (1 - 1/\beta) + 2 A_e^2 h_0 R_{h0}$ ;

$B_0 = A_e [R_{h0} u L h_0 A + 6 p_{r0} (A + \bar{A})]$ 。

### 3 导轨动态性能的时域分析

假定施加在滑枕上的载荷为 3 500 N, 考虑重力约为  $0.15 A_e p_s$ 。利用 Matlab 中的 Simulink 工具箱对液体圆柱静压导轨的油膜进行动态仿真, 得到在阶跃载荷作用下该支承系统的过渡过程的动态特性仿真曲线图<sup>[10]</sup>。

作用于系统的阶跃载荷

$$W = \begin{cases} 0 & t < 0 \\ 0.15 & t \geq 0 \end{cases} \quad (8)$$

式中  $t$  ——过渡时间。

#### 3.1 时域内初始油膜厚度对导轨动态性能的影响

通过改变初始油膜厚度这一参数, 其他参数保持不变, 来对比分析初始油膜厚度对液体圆柱静压导轨动态性能的影响。令初始油膜厚度由  $10 \mu\text{m}$  变化至  $50 \mu\text{m}$ , 绘制其阶跃响应曲线如图 3 所示。

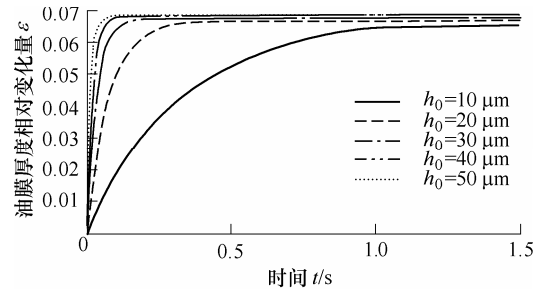


图 3 不同初始油膜厚度下导轨的阶跃响应曲线

由图 3 可见, 在阶跃载荷作用下, 圆柱静压导轨支承的过渡过程属于无超位移非周期性过渡过程, 油腔间隙相对变化量随着初始油膜厚度的增加而增大。因为随着初始油膜厚度的增加, 滑枕在轴向移动的过程中, 剪切流量增大, 对置两工作油腔内的压力均减小, 但偏心量为正的工作油腔压力因剪切流量大而减小得多, 在油腔压力差的作用下, 偏心量增大。因此, 初始油膜厚度越大, 滑枕相对位移稳态值越大, 其过渡时间变小。

#### 3.2 时域内油液黏度对导轨动态性能的影响

油温的变化导致油液黏度发生变化, 因此研究油液黏度对导轨性能的影响有一定的意义。令油液黏度分别为  $27.6 \text{ mPa}\cdot\text{s}$ 、 $59.6 \text{ mPa}\cdot\text{s}$ 、 $87.6 \text{ mPa}\cdot\text{s}$ 、 $131.4 \text{ mPa}\cdot\text{s}$ 、 $192.7 \text{ mPa}\cdot\text{s}$ , 绘制出不同油液黏度下的阶跃响应曲线如图 4 所示。

从图 4 可以看出, 在阶跃载荷作用下, 随着导轨油黏度的增大, 支承的相对稳态位移量变小, 过渡时间延长。因为随着油液黏度的增大, 通过油腔的流量减小, 进而工作油腔内的压力增大, 支承的稳态偏移量变小。在设计圆柱静压导轨时, 综合考虑支承的稳定性和快速性, 选择合适的油液黏度。

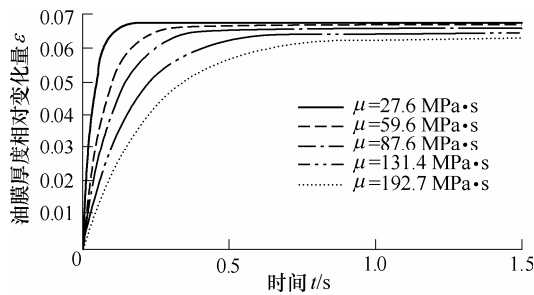


图4 不同油液黏度下导轨的阶跃响应曲线

### 3.3 时域内供油压力对导轨动态性能的影响

令供油压力为 1 MPa、2 MPa、3 MPa、4 MPa、5 MPa，绘制不同供油压力下导轨的阶跃响应曲线如图 5 所示。

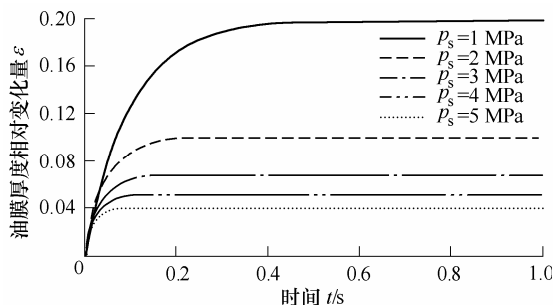


图5 不同供油压力下导轨的阶跃响应曲线

从图 5 可以看出，随着  $p_s$  的增大，过渡时间和支承的相对稳态值都大大减小。因为随着  $p_s$  增大，上、下工作油腔的压力差会变大，因此支承的偏移量会变小。在设计静压支承系统时，考虑到系统效率，选择能满足导轨性能的供油压力即可。

## 4 导轨动态性能的频域分析

### 4.1 频域内初始油膜厚度对导轨动态性能的影响

令初始油膜厚度由  $10\ \mu\text{m}$  变化至  $50\ \mu\text{m}$ ，绘制了不同初始油膜厚度下液体圆柱静压导轨幅频、相频特性曲线，如图 6、7 所示。

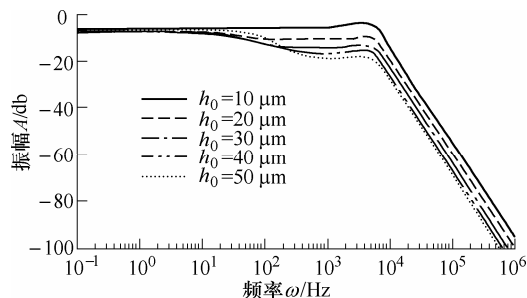


图6 不同初始油膜厚度下导轨的幅频特性曲线

从图 6 可以看出，随着初始油膜厚度  $h_0$  的增大，在  $10^{-1} \sim 10^2\ \text{Hz}$  的低频范围内，导轨的幅值增大；在  $10^2 \sim 10^6\ \text{Hz}$  范围内，随着  $h_0$  增大，导轨幅值减

小；在频率为  $10^4\ \text{Hz}$  处，导轨幅值迅速减小。从图 7 中可以看出，随着  $h_0$  增大，在  $10^{-1} \sim 10^1\ \text{Hz}$  范围内，相角变大，导轨稳定性变好；过渡至  $10^2 \sim 10^4\ \text{Hz}$  范围内，相角变小，导轨稳定性变差。

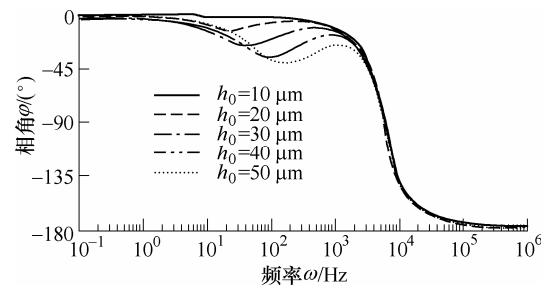


图7 不同初始油膜厚度下导轨的相频特性曲线

### 4.2 频域内油液黏度对导轨动态性能的影响

令油液黏度分别为 27.6 mPa·s、59.6 mPa·s、87.6 mPa·s、131.4 mPa·s、192.7 mPa·s，绘制了不同油液黏度下液体圆柱静压导轨幅频、相频特性曲线，如图 8、9 所示。

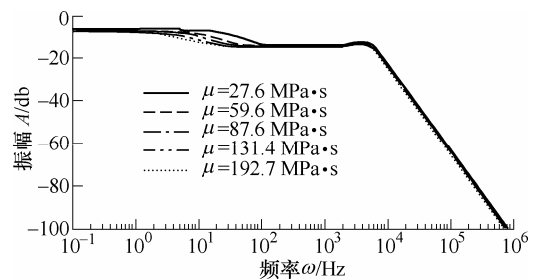


图8 不同油液黏度下导轨的幅频特性曲线

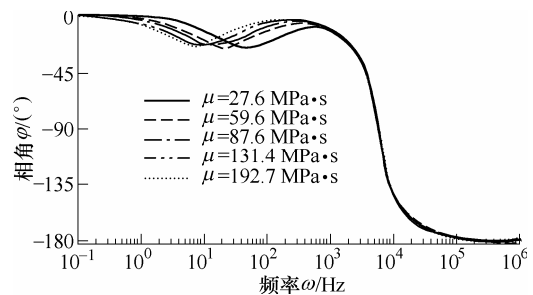


图9 不同油液黏度下导轨的相频特性曲线

从图 8 看出，随着导轨油液黏度的增大，在频率为  $10^{-1} \sim 10^2\ \text{Hz}$  范围内，导轨的振动幅值减小；在  $10^2 \sim 10^6\ \text{Hz}$  范围内，油液黏度对导轨振幅的影响不大，在  $10^4\ \text{Hz}$  处导轨幅值迅速减小。从图 9 中可以看出，随着油液黏度的增大，在  $10^{-1} \sim 10^3\ \text{Hz}$  范围内，相角先变小再变大，导轨稳定性由差变好。频率在大于  $10^3\ \text{Hz}$  后，油液黏度对相角的影响不大。

### 4.3 频域内供油压力对导轨动态性能的影响

令供油压力分别为 1 MPa、2 MPa、3 MPa、4 MPa、5 MPa，绘制了不同供油压力下液体圆柱静压导轨幅频、相频特性曲线，如图 10、11 所示。

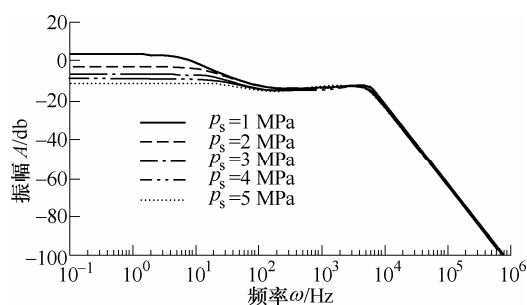


图10 不同供油压力下导轨的幅频特性曲线

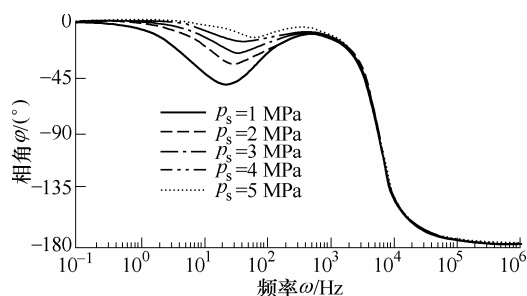


图11 不同供油压力下导轨的相频特性曲线

从图10可以看出,随着供油压力 $p_s$ 的增大,在 $10^{-1} \sim 10^2$  Hz范围内,导轨的振动幅值显著减小,表明 $p_s$ 对液体圆柱静压导轨的影响较大;当频率在 $10^2 \sim 10^6$  Hz范围内,导轨振动幅值变化不大。在频率为 $10^4$  Hz处,导轨幅值迅速减小。从图11可以看出,随着供油压力的增大,在 $10^{-1} \sim 10^3$  Hz范围内,相角变大,导轨稳定性变好;频率在大于 $10^3$  Hz后,相角变化不大。

## 5 结论

(1) 在阶跃载荷作用下,初始油膜厚度 $h_0$ 、油液动力黏度 $\mu$ 、供油压力 $p_s$ 主要影响着圆柱静压导轨间隙相对稳态位移值,随着 $h_0$ 减小, $p_s$ 、 $\mu$ 增大,其稳态位移量减小。其中,供油压力 $p_s$ 的影响比较明显。

(2) 幅值的倒数即为动刚度,从幅频、相频特性曲线得出,低频段, $h_0$ 越大,导轨的动态刚度越小;高频段, $h_0$ 越大,导轨动态刚度越大。在低频范围内, $\mu$ 、 $p_s$ 越大,导轨动态刚度越大,振幅越小,系统越稳定;在高频范围内, $\mu$ 、 $p_s$ 对导轨的动态性能影响不大。供油压力 $p_s$ 对于液体圆柱静压导轨的动态特性影响也比较明显。

## 参考文献

- [1] ADDE D. Vibration damping in hydrostatic bearing: Analysis and experimental tests[J]. Shock and Vibration Digest, 2000, 32(1): 41-42.
- [2] KANE N R, SIHLER J, SLOCUM A H. A hydrostatic rotary bearing with angled surface self-compensation[J]. Precision Engineering, 2003(27): 125-139.

- [3] 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): 347-356.
- [4] 吴笛. 局部多孔质气体静压径向轴承的建模与仿真[J]. 轴承, 2010(10): 31-36.  
WU Di. Modeling and simulation of local porous aerostatic radial bearing[J]. Bearing, 2010(10): 31-36.
- [5] 王勇勤, 刘志芳, 严兴春, 等. 毛细管节流静压油膜轴承动态特性分析[J]. 重庆大学学报, 2011, 34(3): 25-31.  
WANG Yongqin, LIU Zhifang, YAN Xingchun, et al. Analysis on dynamic performance of hydrostatic oil film bearing throttled by capillary[J]. Journal of Chongqing University, 2011, 34(3): 25-31.
- [6] 邵俊鹏, 张艳芹, 于晓东, 等. 重型静压轴承扇形腔和圆形腔温度场数值模拟与分析[J]. 水动力学研究与进展, 2009, 24(1): 119-124.  
SHAO Junpeng, ZHANG Yanqin, YU Xiaodong, et al. Numerical simulation analysis of sector and circular oil recess temperature field of heavy hydrostatic[J]. Journal of Hydrodynamics, 2009, 24(1): 119-124.
- [7] 陈燕生. 静压支承原理和设计[M]. 北京: 国防工业出版社, 1980.  
CHEN Yansheng. Principle and design of the hydrostatic bearing[M]. Beijing: National Defence Industry Press, 1980.
- [8] 丁振乾. 流体静压支承设计[M]. 上海: 上海科学技术出版社, 1989.  
DING Zhenqian. Design of the hydrostatic bearing[M]. Shanghai: Science and Technology Press of Shanghai, 1989.
- [9] 高殿荣, 赵建华, 张作超, 等. PM流量控制器参数对液体静压导轨性能影响的研究[J]. 机械工程学报, 2011, 47(18): 186-194.  
GAO Dianrong, ZHAO Jianhua, ZHANG Zuochao, et al. Research on the influence of PM controller parameters on the performance of hydrostatic slide for NC machine tool[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2011, 47(18): 186-194.
- [10] 卢泽生, 杜金名, 孙雅洲. 气体静压多孔质球面轴承静态性能分析[J]. 机械工程学报, 2004, 40(12): 115-119.  
LU Zesheng, DU Jinming, SUN Yazhou. Analysis on aerostatic porous spherical bearings static performance[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2004, 40(12): 115-119.

作者简介: 高殿荣(通信作者), 男, 1962年出生, 博士研究生导师。主要研究方向为CFD、PIV与新型流体元件等。

E-mail: gaodr@ysu.edu.cn

魏云, 女, 1988年出生。主要研究方向为数控机床静压导轨的设计计算及仿真分析等。

E-mail: 15933356739@163.com

王凯, 男, 1987年出生。主要研究方向为流体传动与控制系统的创新设计与可靠性。

E-mail: wangkai107272@163.com