

# 扇形腔多油垫静压推力轴承润滑性能速度特性

于晓东, 邱志新, 李欢欢, 谭 力

(哈尔滨理工大学 机械动力工程学院 黑龙江 哈尔滨 150080)

**摘 要:** 扇形腔多油垫静压推力轴承润滑性能受速度的显著影响, 设计不当会引起润滑油膜破裂和干摩擦, 严重时导致静压支承摩擦失效。针对此问题, 运用流体动力学和润滑理论对油腔压力、油腔流量、油膜厚度等参数的速度特性进行数值分析, 得到了速度对扇形腔多油垫静压推力轴承润滑参数的影响规律, 避免静压支承摩擦失效的发生。研究结果表明: 随着旋转工作台转速升高, 惯性带油和离心力作用而甩出的润滑油油量增大, 流出油腔的油流量增多, 引起油腔压力下降, 致使油膜厚度变薄, 出现油膜破裂和干摩擦, 导致静压支承摩擦失效。该研究为静压推力轴承的设计、润滑和实验提供基础数据, 实现对静压推力轴承润滑性能速度特性的预测, 达到减少经济损失的目的。

**关 键 词:** 扇形腔多油垫; 静压推力轴承; 润滑性能; 速度特性

中图分类号: TH133.3 文献标识码: A

## 引 言

液体静压轴承属于全液体摩擦轴承, 它具有效率高、油膜刚度大、支撑精度高、抗振动及使用寿命长等特点, 因而在机械制造和仪器制造等领域中得到很快的发展和广泛应用, 特别是在机床制造业中, 其应用效果更为突出。近年来, 国内外已将液体静压轴承及动静压轴承应用于动力机械、军事装备、航天设施及核工业中。静压推力轴承是重型数控加工设备的主要部件, 它的性能优劣直接影响设备的加工质量和运行效率。随着各种先进制造技术的快速发展, 特别是高速切削技术的出现, 对于加工设备的主轴转速要求越来越高, 在高速重载的工况下局部产生干摩擦或边界润滑, 导致静压轴承局部温升, 油膜破裂, 进而产生局部变形, 使油垫的实际结构偏离理论设计模型, 限制了转速。

静压推力轴承由于具有上述一系列优点, 得到

人们的普遍重视和应用。但其润滑性能受工作台旋转速度影响, 所以分析速度对油腔压力、油腔流量、油膜厚度和工作台浮升等参数的影响规律, 得到了速度与扇形腔多油垫静压推力轴承润滑参数的关系, 为静压推力轴承的设计、润滑和实验提供基础数据, 实现对静压推力轴承润滑特性的预测, 达到减少经济损失的目的。

## 1 静压推力轴承工作原理及结构模型

### 1.1 工作原理

静压推力轴承工作原理如图 1 所示。静压推力轴承利用专用的供油装置, 将具有一定压力的润滑油送到轴承的静压腔内, 形成具有压力的润滑油层, 利用静压油腔之间的压力差, 形成静压轴承的承载力, 将轴承主轴浮升并承受外载荷<sup>[6]</sup>。

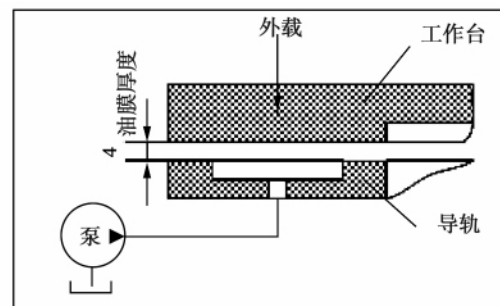


图 1 静压推力轴承工作示意图

Fig. 1 Schematic diagram of the working principle of a hydrostatic thrust bearing

### 1.2 静压推力轴承的结构与液压原理

以重型立式数控车床静压推力轴承为研究对象。图 2 为该立式数控车床静压推力轴承的几何结

收稿日期: 2012 - 10 - 01; 修订日期: 2012 - 11 - 17

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51075106); 哈尔滨市科技创新人才基金资助项目(2012RFQXG077); 黑龙江省教育厅联合基金资助项目(12511086)

作者简介: 于晓东(1971 -), 男, 黑龙江肇东人, 哈尔滨理工大学教授、博士。

构图。本静压推力轴承为开式多油垫恒流静压支撑结构,12 个油腔之间被回油槽隔开,相邻油腔间不会出现窜油现象,各油腔的压力不会受到相邻油腔压力的直接影响,形成 12 个彼此独立的支承。油腔由多点齿轮分油器供油,油腔为全空油腔,结构尺寸如 3 所示。图 4 为该静压推力轴承的液压原理图<sup>[7]</sup>。

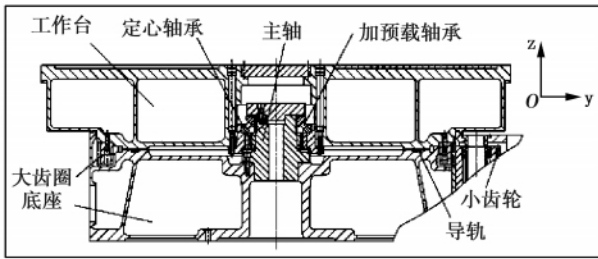


图 2 静压推力轴承几何结构

Fig. 2 Geometry structure of a hydrostatic thrust bearing

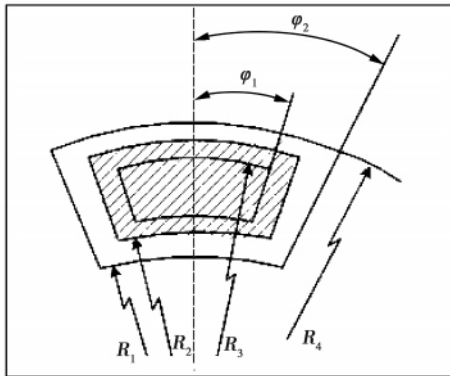


图 3 静压推力轴承油腔结构尺寸

Fig. 3 Oil chamber structure and dimension of a hydrostatic thrust bearing

## 2 油腔静压计算数学模型

在轴承间隙中取一油的质量单元体,单元体受力如图 5 所示,研究其在半径方向的力平衡条件,即:

$$dF_c + \left( \tau + \frac{\partial \tau}{\partial y} dy - \tau \right) (r + dr) d\varphi dr + prd\varphi dr - \left( p + \frac{dp}{dr} dr \right) (r + dr) d\varphi dy = 0 \quad (1)$$

式中:  $dF_c$ —单元体的离心力,

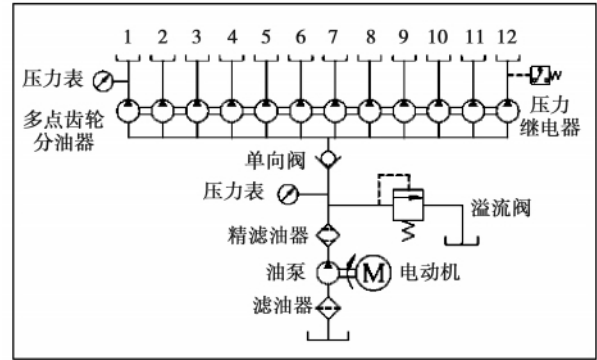


图 4 静压推力轴承液压原理图

Fig. 4 Hydraulic schematic diagram of a hydrostatic thrust bearing

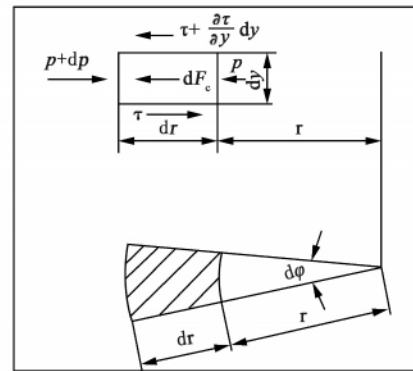


图 5 油膜质量单元体受力图

Fig. 5 Force diagram of an oil film mass unit body

$$dF_c = dm \left( r + \frac{dr}{2} \right) \left( \frac{y}{h} \omega \right)^2;$$

$dm$ —油的单元体的质量,

$$dm = \rho_1 \left( r + \frac{dr}{2} \right) d\varphi dr dy;$$

$\tau$ —液体摩擦剪应力,层流时,  $\tau = -\eta_1 \frac{dv}{dh}$ ;  $r$ —

半径  $m$ ;  $p$ —压力, Pa;  $dr$ —微元体长度;  $dy$ —微元体高度;  $d\varphi$ —微元体角度;  $\omega$ —角速度, rad/s。由于  $dr \ll r$ , 上式可简化为:

$$\rho_1 r \omega^2 \frac{y^2}{h^2} - \frac{dp}{dr} + \frac{\partial \tau}{\partial y} = 0$$

在间隙高度方向的平均离心惯性力为:

$$\rho_1 r \omega^2 \left( \frac{y^2}{h^2} \right)_{\text{average}} = \frac{1}{h} \int_0^h \rho_1 r \omega^2 \left( \frac{y^2}{h^2} \right) dy = \frac{1}{3} \rho_1 r \omega^2 \quad (2)$$

式中:  $\rho_1$ —流体密度, kg/m<sup>3</sup>;  $\eta_1$ —流体动力粘度, cm<sup>2</sup>/s。

当轴以角速度  $\omega$  转动时,由于离心作用一部分润滑油从封油边 ( $R_3 \sim R_4$ ) 上被甩出,另一部分从封油边 ( $R_1 \sim R_2$ ) 上被带入,根据流量连续条件及响应的边界条件可得因离心力作用而甩出的流量  $\Delta Q(\omega)$  :

$$\Delta Q(\omega) = \frac{\pi h_0^3 \rho_i \omega^2}{36 \eta_i} \left[ \frac{R_4^2 - R_3^2}{\ln\left(\frac{R_4}{R_3}\right)} - \frac{R_2^2 - R_1^2}{\ln\left(\frac{R_2}{R_1}\right)} \right] \quad (3)$$

由于离心作用而引起的油腔压力降  $\Delta p(\omega)$  :

$$\Delta p(\omega) = \frac{1}{6} \rho_i \omega^2 (R_4^2 - R_3^2 - R_2^2 + R_1^2) \quad (4)$$

根据式(3)可以看出,由于  $R_4^2 - R_3^2 > R_2^2 - R_1^2$ , 因此  $\Delta Q(\omega) > 0$ 。当轴的旋转速度增加时,由于离心力的作用而甩出的流量增大,流出轴承油腔的流量亦增大,同样将引起油腔压力的下降。

### 3 润滑性能参数速度特性

#### 3.1 甩出流量速度特性

根据式(3)可以计算离心力作用下甩出的流量,当  $\mu_t = 4 \times 10^{-7} \text{ kg} \cdot \text{s}/\text{cm}^2$ ,  $\rho = 0.88 \times 10^3 \text{ kg}/\text{m}^3$ ,  $R_1 = 2550 \text{ mm}$ ,  $R_2 = 2690 \text{ mm}$ ,  $R_3 = 3010 \text{ mm}$ ,  $R_4 = 3150 \text{ mm}$ ,  $h_0 = 0.12 \text{ mm}$  时,甩出流量的多少与旋转角速度的平方成正比,呈半只抛物线状。甩出流量随旋转速度的变化规律曲线如图6所示。

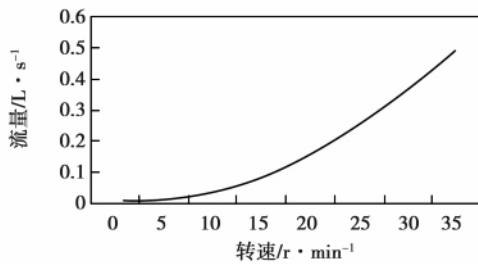


图6 甩出流量随旋转速度的变化规律曲线

Fig. 6 Curves showing the variation law governing the throwing-off flow rate with the rotating speed

#### 3.2 油腔压力速度特性

根据式(4)可以计算离心作用而引起的油腔压力降,油腔压力的下降与旋转加速度的平方成正比,呈半只抛物线状。油腔压力随旋转速度的变化规律曲线如图7所示。

#### 3.3 油膜厚度速度特性

油膜厚度和工作台浮升从理论上讲,应该是设计油膜厚度与旋转所造成的下降油膜厚度之

差,即:

$$h = h_0 - \sqrt[3]{36 \Delta Q(\omega) \eta_i / \pi \rho_i \omega^2 \left[ \frac{R_4^2 - R_3^2}{\ln\left(\frac{R_4}{R_3}\right)} - \frac{R_2^2 - R_1^2}{\ln\left(\frac{R_2}{R_1}\right)} \right]} \quad (5)$$

由于油膜厚度和流量之间的关系为耦合关系,所以很难得到理论上进行的精确解,所以通过试验得到旋转速度对油膜厚度和工作台浮升的影响。

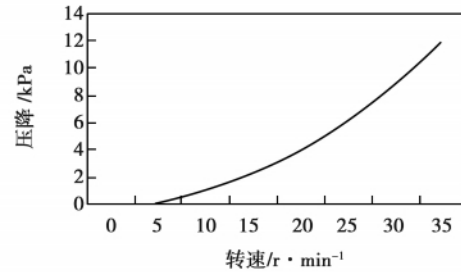


图7 油腔压降随旋转速度的变化规律曲线

Fig. 7 Curves showing the variation law governing the pressure drop in the oil chamber with the rotating speed

### 4 试验研究

试验在某型号的立式车床上进行,机床最大工件加工半径6300mm,工作台实际半径4500mm,共12个油腔,传感器与机床轴线夹角约30°,最大承载能力32t,油箱工作温度13℃,进口压力0.8MPa,最高转速40r/min。现场测试了工作台在空载和载荷质量为5t的情况下,转速和工作台浮升的关系,具体数据如表1和表2所示。实验中传感器标定、安装及数字式智能显示系统分别如图8~图10所示。

表1 空载时转速和油膜浮升的数据

Tabl. 1 Data of the rotating speed and oil film float under no-load condition

转速/r · min <sup>-1</sup>	位移
5.0	340
10.0	331
15.0	329
20.0	325
25.0	324
30.0	320
35.0	313

表 2 载荷为 5t 时转速和油膜浮升的关系数据

Tab.2 Data of the rotating speed and oil film floating - up under a load of 5 t

转速/ $r \cdot \text{min}^{-1}$	位移
5.0	282
10.0	277
15.0	274
27.0	273
25.0	272
30.0	270
35.0	268



图 8 传感器标定图

Fig. 8 Sensor calibration diagram



图 9 传感器安装图

Fig. 9 Sensor installation diagram

位移为数字式智能显示系统的示值。由此可以得到转速和浮升的关系的趋势曲线。图 11 为空载时转速和工作台浮升的关系曲线,图 12 为载荷为 5 t 时转速和工作台浮升的关系曲线。

由图 11 可以看出,空载时随着旋转工作台转速增加工作台呈下降趋势,基本上为线性关系,即随着旋转速度增加,油膜厚度响应变薄。由图 12 曲线可以得出,理论值和实验值吻合较好,当存在负载时随着旋转工作台的转速的增加工作台呈下降趋势,基本上为线性关系,即随着旋转速度的增加,油膜厚度

响应变薄。导致上述现象的原因是,随着旋转工作台旋转速度的增加,由于离心力作用甩出的油量增加,剪切发热量增加导致润滑油的粘度降低,润滑油变稀,出油液阻变小,间隙油膜失油增加,油膜厚度变薄,旋转工作台下降。



图 10 XSD/A - H3VT3V1 型数字式智能仪表

Fig. 10 XSD/A - H3VT3V1 model digital intelligence instrument

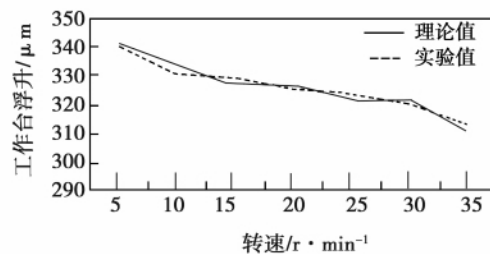


图 11 空载时转速和油膜浮升的关系曲线

Fig. 11 Curves showing the relationship between the rotating speed and oil film float under no - load condition

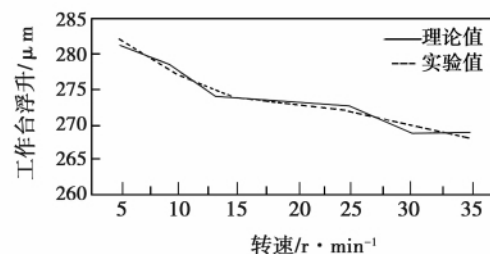


图 12 载荷为 5 t 时转速和工作台浮升的关系曲线

Fig. 12 Curves showing the relationship between the rotating speed and workbench floating - up at a load of 5 t

### 5 结 论

通过理论研究和试验验证相结合的方法,研究了扇形腔多油垫静压推力轴承润滑性能的速度特性,揭示了速度对油腔压力、油腔流量、油膜厚度和工作台浮升等参数的影响规律,探明了速度与扇形腔多油垫静压推力轴承润滑参数的关系。

(1) 空载时随着旋转工作台转速增加工作台呈下降趋势,基本上为线性关系,即随着旋转速度增加,油膜厚度相应变薄。

(2) 当存在负载时随着旋转工作台转速增加工作台呈下降趋势,基本上为线性关系,即随着旋转速度增加,油膜厚度相应变薄。

(3) 理论值和实验值吻合较好,说明该理论研究方法的正确性。

(4) 该研究为静压推力轴承的设计、润滑和实验提供基础数据,实现对静压推力轴承润滑特性的预报。

#### 参考文献:

[1] 丁振坤. 液体静压支承设计 [M]. 上海: 上海科学技术出版社, 1986.  
DING Zhen-kun. Design of a hydrostatic support [M]. Shanghai: Shanghai Science and Technology Press, 1986.

[2] 陈燕生. 液体静压支承原理和设计 [M]. 北京: 国防工业出版社, 1980.  
CHEN Yan-sheng. Design and principle of a hydrostatic pressure support [M]. Beijing: National Defense Industry Press, 1980.

[3] 庞志成. 液体静压技术 [M]. 哈尔滨: 黑龙江人民出版社, 1981.

PANG Zhi-cheng. Liquid-gas hydrostatic pressure technology [M]. Harbin: Heilongjiang People's Press, 1981.

[4] Jackson J. D, Symmons G R. The pressure distribution in a hydrostatic thrust bearing [J]. International Journal of Mechanical Sciences, 1965, 7(4): 239 - 242.

[5] Jayachandra Prabhu T, Ganesan N. Finite element application to the study of hydrostatic thrust bearings [J]. Wear, 1984, 97(2): 139 - 154.

[6] Kapur V K, Kamlesh Verma. The simultaneous effects of inertia and temperature on the performance of a hydrostatic thrust bearing [J]. Wear, 1979, 54(1): 113 - 122.

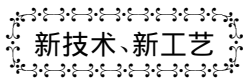
[7] 李永海. 圆形可倾瓦推力轴承的实验研究 [J]. 电机与控制学报, 1994, 11(1): 74 - 79.  
LI Yong-hai. Experimental analysis of circular tilting pad thrust bearing [J]. Journal of Electric Machinery and Control, 1994, 17(1): 74 - 79.

[8] 刘从民. 圆形与扇形可倾瓦推力轴承的理论比较与温度场实测 [J]. 电机与控制学报, 1993, 16(4): 353 - 358.  
LIU Cong-min. Theoretical comparison and temperature field actual measurement of a circular and sector-shaped tilting pad thrust bearing [J]. Journal of Electric Machinery and Control, 1993, 16(4): 353 - 358.

[9] 马希直. 圆形可倾瓦与扇形瓦推力轴承性能的研究 [J]. 润滑与密封, 1997, 1: 25 - 28.  
MA Xi-zhi. Study of the performance of a circular and sector-shaped tilting pad bearing [J]. Lubrication and Seal, 1997, 1: 25 - 28.

[10] 王继志. 圆形与扇形可倾瓦推力轴承的润滑性能对比试验研究 [J]. 热能动力工程, 1997, 12(2): 93 - 95.  
WANG Ji-zhi. Comparative experimental study of lubricating characteristics of circular and sector tilting pad thrust bearings [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy & Power, 1997, 12(2): 93 - 95.

( 辉 编辑)



## M501J 完成长期验证试验

据《Gas Turbine World》2012年11-12刊报道,装在高砂机器厂的M501J型燃气轮机已完成了超过8 000 h的运行试验,在联合循环运行中启动100多次。

该燃气轮机的特点是入口燃气温度高达1 600 ℃,于2011年2月在高砂工厂开始验证试验。

验证试验已经证明,用于简单循环发电,该机在设计的基本负荷额定输出功率为327 MW,效率为41%;用于联合循环发电,该联合循环装置的额定输出功率为470 MW,效率为61.7%。

MHI声称,自J系列燃机推出以来,总计在日本和韩国销售了6台60 Hz M501J燃气轮机。

此外,在日本销售了2台额定输出功率为470 MW,效率为41%的50 Hz M701J燃气轮机。

( 吉桂明 供稿)

axial speed is relatively small. The gas combustion speed of the burner with a structure integrating a cross flow and a swirling one will be quicker than that with a structure adopting a single swirling flow and the high temperature zone in the combustion chamber will have a larger volume and an even more uniform flow. The test results are in relatively good agreement with the calculation ones. The method under discussion can be used for calculating the combustion of various non-premixed type burners. **Key words:** non-premixed ,swirling burner ,numerical simulation , hot-state test

扇形腔多油垫静压推力轴承润滑性能速度特性 = **Lubrication Performance and Velocity Characteristics of a Multi-oil-pad Hydrostatic Thrust Bearing with a Sector-shaped Cavity** [刊 汉] YU Xiao-dong , QIU Zhi-xin , LI Huan-huan , TAN Li ( College of Mechanical and Power Engineering , Harbin University of Science and Technology , Harbin , China , Post Code: 150080) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2013 28( 3) . - 296 ~ 300

The lubrication performance of a multi-oil-pad hydrostatic thrust bearing with a sector cavity is conspicuously influenced by the velocity and if it is designed improperly ,the lubricating oil film may be fractured and dry friction may result and if worsened ,the hydrostatic bearing may fail due to friction. In the light of such a problem ,the fluid dynamics and lubrication theory were applied to numerically analyze the velocity characteristics of such parameters as the pressure ,flow rate and oil film thickness in the oil cavity etc. As a result ,the law of the velocity influencing the lubrication parameters of the multi-oil-pad hydrostatic thrust bearing with a sector-shaped cavity was obtained ,thus making it possible to avoid the occurrence of such a failure. The research results show that with an increase of the rotating speed of the rotary work bench ,the lubricating oil flow rate caused by the action of both inertia force and centrifugal force will also increase ,therefore the oil flow rate going out from the oil cavity will increase and the pressure in the cavity will drop ,resulting in a thinner oil film thickness and fracture of the oil film and causing dry friction with a failure of the hydrostatic bearing due to friction. The foregoing can offer basic data for design ,lubrication and tests of a hydrostatic thrust bearing and realize a prediction of its lubrication performance and velocity characteristics ,thus attaining the aim of reducing the economic losses. **Key words:** velocity characteristics ,sector-shaped cavity multi-oil-pad hydrostatic thrust bearing ,lubrication performance

电站锅炉汽动引风机排汽接除氧器的热经济性分析 = **Analysis of the Thermal Cost-effectiveness of the Exhaust Steam of the Steam-driven Induced Draft Fan of a Utility Boiler When Introduced into Deaerators** [刊 汉] YANG Yan-ling , SHI Qi-guang , JIN Rong , ZHAI Shu-wei ( College of Energy Source and Environment Engineering , Shanghai College of Electric Power , Shanghai , China , Post Code: 200090) // Journal of Engineering for