

CSTAM 2012-B03-0147

静压油腔内流场结构的 PIV 实验研究

刘赵森，岳广杰，陈从连，申峰

北京工业大学机械工程与应用电子技术学院

第七届全国流体力学学术会议

2012 年 11 月 12—14 日 广西·桂林

# 静压油腔内流场结构的PIV实验研究<sup>1)</sup>

刘赵森<sup>\*</sup>, 岳广杰, 陈从连, 申峰<sup>2)</sup>

(北京工业大学机械工程与应用电子技术学院, 北京 100124)

**摘要** 为揭示液体静压支承系统中油腔内部流动特性对高档数控机床工作性能的重要影响,首次设计加工了圆形静压油腔实验模型,并采用粒子图形测速技术(PIV)对流场结构进行流体力学实验,研究了不同入口雷诺数( $Re$ )对静压油腔内部流场结构特性的影响。实验结果表明:油腔内局部区域存在复杂的涡结构,在 $Re$ 为840到2449范围内,油腔内靠近封油边处有涡胞结构存在;随着 $Re$ 的增大,涡心位置向封油边处移动;实验结果验证了数值模拟结果,并通过最小二乘法拟合出了涡心位置与入口雷诺数之间的关系式;涡量值的分布趋势与入口 $Re$ 的增大趋势并非一一对应。

**关键词** PIV, 静压油腔, 入口雷诺数, 涡心

## 引言

液体静压转台系统是液体静压支承的一类,采用液体静压技术、密封控制技术和变频电动机技术等,具有油膜刚度、运转平稳、高精度、承载能力大、无摩擦等优点,在精密仪器和重型设备中的应用愈加广泛。

目前国内外对液体静压转台回转精度和承载力的研究多采用数值模拟的方法,研究重点为油腔形状、流体粘度、流场和壁面压强的分布等。Sharma<sup>[1]</sup>利用有限元方法对圆形静压推力轴承在不同油腔形状下的动静特性进行了分析。Beek等<sup>[2]</sup>数值研究了倾斜的多垫静压推力承载,发现油膜厚度的减小与载荷的偏心率线性相关。邵俊鹏<sup>[3-4]</sup>等数值研究了静压轴承椭圆腔与扇形腔的静止状态流场。刘赵森等<sup>[5]</sup>分析了润滑油温粘关系和压粘关系对液体静压转台工作性能的影响,结果表明润滑油粘度变化对油腔工作性能影响较大。马涛等<sup>[6]</sup>对液体动静压轴承压压力场、温度场的分布进行了分析,得到了承载力与偏心率的关系曲线。刘志丹等<sup>[7]</sup>以大型滚齿机中所应用的大尺寸转台静压导轨为研究对象,数值模拟了静态下导轨的油膜压力及流场分布。上述研究多基于数值模拟,缺乏相应的实验结果支持,对入口雷诺数与涡心位置之间变化关系的研究有待深入。

本文采用PIV实验方法研究不同入口雷诺数下静压油腔的流场结构特性,分析了入口雷

诺数( $Re$ )与涡心位置之间的变化关系。研究结果对高性能静压支承系统的研制提供一定的理论指导。

## 1 液体静压转台油腔结构及模型建立

### 1.1 液体静压油腔结构

液体静压转台可分为恒流供油方式和恒压供油方式两种,本文研究恒流供油方式的静压转台,如图1所示。恒流供油是指采用油泵对每个油腔进行恒定流量供油,无需节流器,调控方便,稳定性也较好,但是结构较复杂。

液体静压转台采用润滑油为工作介质,通过外部供油在油腔和工作转台之间形成承载油膜,使工件间保持纯液体摩擦。图2为静压油腔示意图,油腔为轴对称结构。

### 1.2 PIV测试系统及原理

PIV激光流场测试系统由片光源系统、图像拍摄系统、信号处理系统和后处理软件等组成。粒子测速系统(PIV)型号是DANTEC DualPower 135-15,激光波长为550nm。数据采集与处理软件是Dynamic Studio v3.14。示踪粒子为聚酰胺示踪粒子(Polyamide Seeding Particles, PSP),密度为1.03-1.05 g/cm<sup>3</sup>,平均直径20 μm。PSP粒子适合水用PIV实验,密度接近水,同时采用特殊技术制造使得表面构造为多面聚合非球形,反光能力较相近密度的空心玻璃球为佳。测量时,PIV系统利用光学棱镜组将激光器发出

1)  
2)

国家自然科学基金(11002007、11072011)项目资助  
Email: shenfeng@bjut.edu.cn

的激光束转变为片光源，并照亮含有示踪粒子的待测流场，通过设置采样触发信号、两帧图像间的脉冲时间间隔以及采样帧数等参数，由高速、高分辨率的 CCD 相机连续捕捉两帧图像

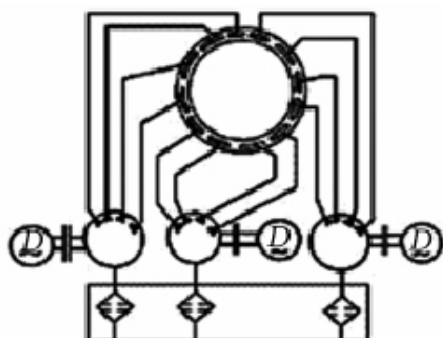


图1 静压转台恒流供油

### 1.3 实验装置及参数设置

依据图 2 所示静压油腔示意图，设计加工如图 3 所示圆形油腔实验模型。PIV 实验对材料透光性要求较高，选择透明有机玻璃制作实验模型。油腔深度  $H=21\text{mm}$ ，油腔半径  $r=45\text{mm}$ ，入口直径  $6\text{mm}$ ，封油边间隙  $h=1\text{mm}$ ，由精密螺

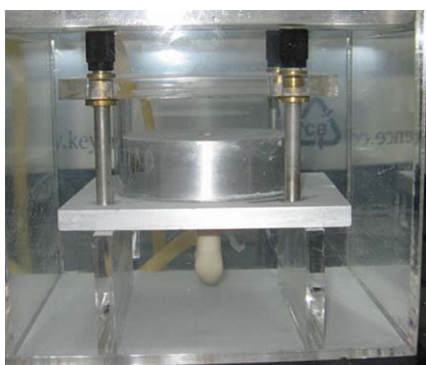


图3 油腔实验模型

为使 CCD 相机能清楚拍摄到管道内的流动，设计了长方形开口水槽用于放置圆形实验模型，水槽内加入同种流体，以减少折射现象。因为实验模型的边界不是平面，而是一个圆柱体，对 PIV 来说，圆形边壁会产生凸镜效应，使得同一视场内的各点聚焦程度不一样，为此补充加方槽，内充液体，进行光路补偿。

由于水平放置的时候，激光的衍射和折射的杂光干扰较大，因此本实验均是激光头垂直放置，片光源和水槽外壁以及相机之间均为平行平面，避免圆形外壁的折射误差，拍摄的

后通过软件对图像进行互相关处理，即可得到瞬态平面二维速度矢量场分布，并可进一步处理得到瞬态流线和涡量分布。

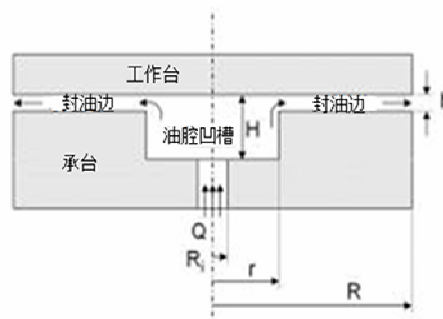


图2 静压油腔示意图

钉调控，封油边宽度  $R-r=5\text{mm}$ 。所用流体为去离子水，实验室的室温  $25^\circ\text{C}$ 。图 4 为实验装置示意图。该实验装置由实验模型、激光头、激光发生器、激光电源及同步控制器、摄像机、摄像机控制器、数据终端计算机组成。

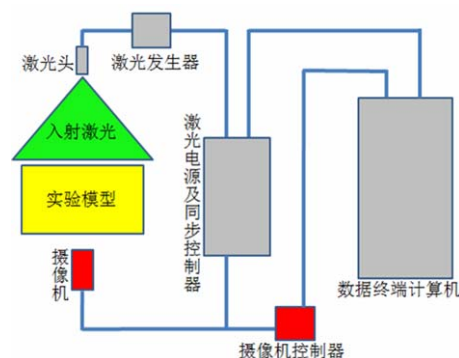


图4 实验装置示意图

图像更加准确，如图 5 所示。油腔的结构和边界条件均为轴对称分布，拍摄粒子图像的时候取油腔对称截面的一半区域为研究对象，如图 6。实验时激光片光垂直向下入射，使用一个高速摄像机拍摄粒子图像照片。油腔入口速度由放置在高处的供水槽阀门控制，改变阀门的大小即可改变入口速度的大小，即改变入口雷诺数

大小。实验拍摄了入口速度为  $0.12\text{m/s}$ ,  $0.14\text{m/s}$ ,  $0.12/\text{s}$ ,  $0.14\text{m/s}$ ,  $0.2\text{m/s}$ ,  $0.25\text{m/s}$ ,  $0.3\text{m/s}$  和  $0.35\text{m/s}$  时油腔流场中粒子的分布图。



图5 激光头垂直放置示意图

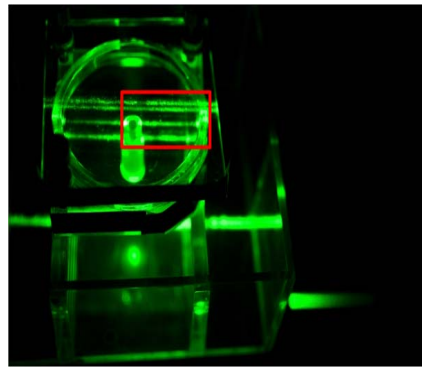


图6 实验观测区域

## 2 实验结果与分析

### 2.1 速度矢量场分析

图7为不同入口速度下油腔PIV流场结构图(包括反色处理的粒子图像和油腔流场速度矢量图)。静压油腔入口雷诺数公式为:

$$Re = 2\rho Q / (\pi\mu r) \quad (1)$$

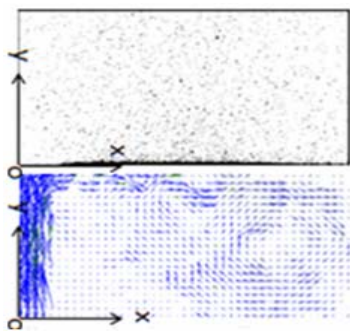
式中  $\rho$  为流体密度( $\text{kg/m}^3$ ),  $Q$  为流体流量( $\text{m}^3/\text{s}$ ),  $\mu$  为流体粘度( $\text{Pa}\cdot\text{s}$ ),  $r$  为油腔半径( $\text{m}$ )。

根据公式(1)推知,图7(a)-(e)中油腔入口雷诺数低于2200,属于层流,而图7(f)中油腔入口雷诺数为2449,属于湍流。

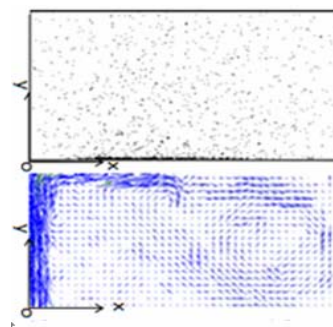
图7表明了入口雷诺数对流场中的涡结构的影响,当流体从入口进入油腔后,大部分流体直接撞向上壁面,动量发生改变,速度大小和方向也将发生改变。接着流体发生的分离,部分流体沿着上壁面向出口方向流动,部分沿着与y轴正方向成一钝角方向向下壁面流动,然后在下壁面作用下向出口方向流动,且入口速度增大时,这个角度也增大,沿上壁面直接向出口方向流动的流量减少。当入口速度低于

0.20 m/s 时,涡胞尚不明显;当入口速度继续增大至 0.30 m/s,涡逐渐变得明显。涡的出现是因为流体在油腔内流动到出口时,靠近上壁面的流体从封油边流出,远离封油边的流体被油腔壁面阻挡而改变流动方向,因此形成了靠近封油边的涡。随着入口雷诺数的增大,油腔中涡的数目不发生变化始终只有一个明显的涡,但是涡的影响范围在逐渐变大,沿着半径方向向油腔中心发展。图7中x方向为沿半径方向,y方向为沿着油腔深度方向。从图7中可以看出涡的位置沿油腔半径方向逐渐向封油边靠近,沿着油腔深度方向涡的位置不发生变化。

图7(f)中为入口处湍流,但是在封油边附近速度下降,又过渡为层流流动,油腔内流场涡胞结构继续增大。油腔中的涡是由入口喷射和出口截面变化共同影响而产生的,涡的影响范围受流体流速、粘度和油腔几何形状共同影响。根据以上的分析可知,由于入口雷诺数的变化,油腔中涡的位置与影响范围也随之变化,并对静压转台的稳定性和精度造成影响。



(a) 入口速度为 0.12m/s



(b) 入口速度为 0.14m/s

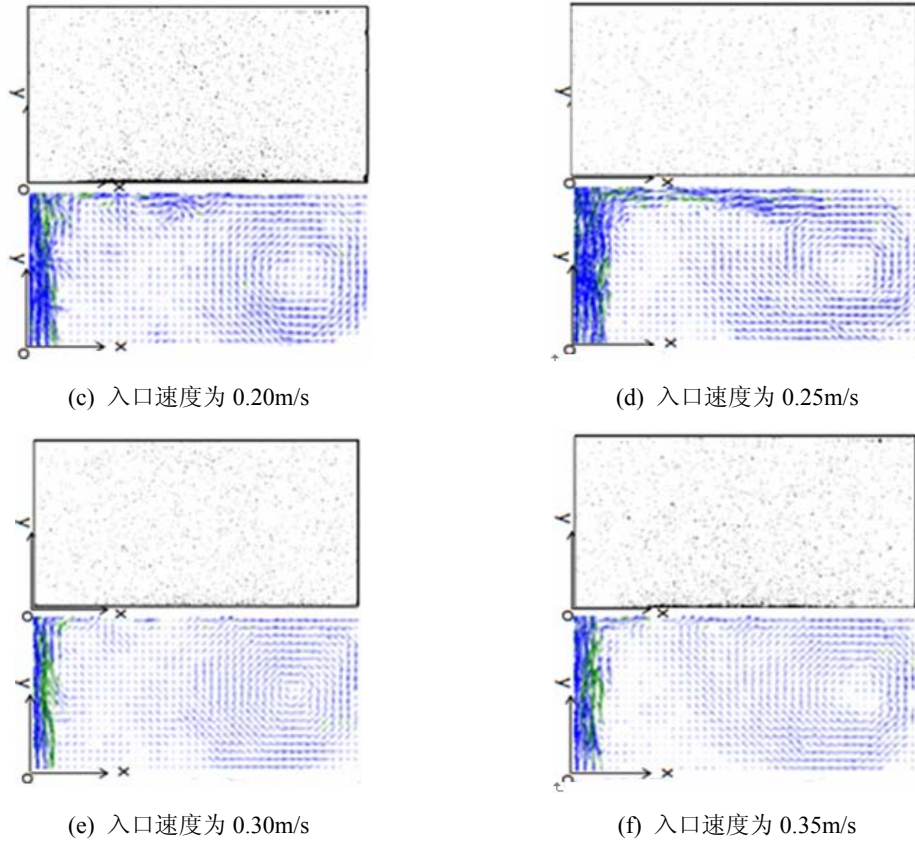


图 7  $Re$  对流场结构影响的粒子图像与速度矢量结果

## 2.2 涡心位置分析

图 8 为入口雷诺数与涡心位置曲线图。定义一个无量纲数  $t$

$$t = \frac{l}{R} \quad (2)$$

式中  $t$  为涡心位置与油腔半径之比,  $l$  为涡心位置,  $R$  为油腔半径。

采用最小二乘法拟合入口雷诺数随涡心位置与油腔半径之比的实验数据曲线, 其函数表达式为

$$t = 0.02498 + 0.00175 Re - 1.45255 \times 10^{-6} Re^2 + 5.33715 \times 10^{-10} Re^3 - 7.12696 \times 10^{-14} Re^4$$

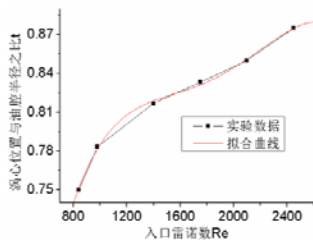


图 8 入口雷诺数与涡心位置的关系曲线图

## 2.3 涡量分析

图 8 所示的曲线描述了入口雷诺数为层流时静压油腔涡心位置的变化规律。由实验数据拟合曲线可以看出, 在雷诺数小于 1000 和大于 1400 时, 拟合曲线和实验数据吻合的比较好。当入口雷诺数小于 1200 时涡心位置随着入口雷诺数的增大呈现比较快的移动趋势; 当入口雷诺数大于 1200 小于 2320 时, 涡心位置的移动速度减小, 且开始呈现线性趋势, 但不是简单的线性或二次函数。可以推测当入口雷诺数大于 2320 后涡心位置的变化将会更加复杂。

选择  $z$  方向的涡量对实验数据进行处理

$$\omega_z = \frac{\partial V}{\partial x} - \frac{\partial U}{\partial y} \quad (3)$$

式中  $\omega_z$  为  $z$  轴方向涡量。

图 9 至图 14 为 PIV 实验油腔流场  $z$  向涡量图。从图中可以看出, 在入口喷射处涡的数量较多但是比较小, 涡量为负值且数值最大, 其

他位置涡的数量较少，涡量为正值分布。随着入口速度的增加，入口喷射处涡量越来越小，而其他位置的涡量越来越大，说明油腔中流体运动越来越剧烈。在入口速度为 0.20 m/s 时，油腔内部流体扰动最剧烈，流场结构最复杂。油

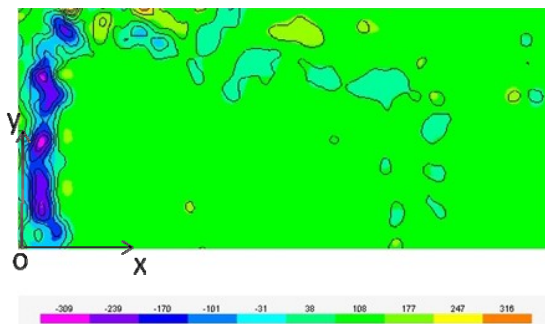


图 9 入口速度为 0.12m/s 时的油腔涡量图( $s^{-1}$ )

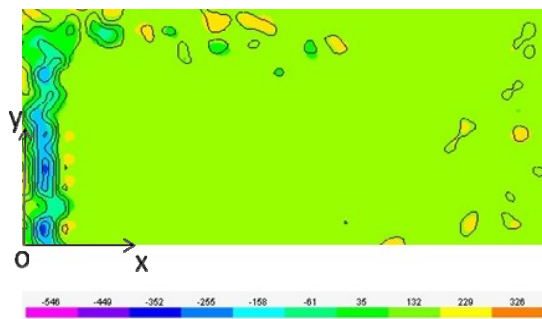


图 10 入口速度为 0.14m/s 时的油腔涡量图( $s^{-1}$ )

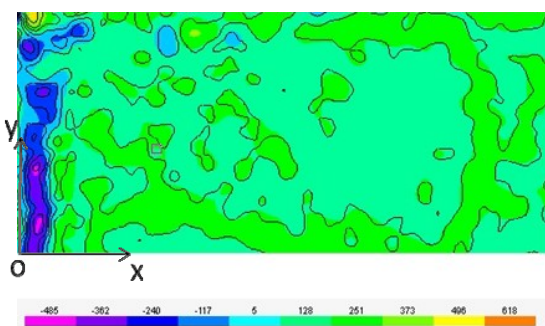


图 11 入口速度为 0.20m/s 时的油腔涡量图( $s^{-1}$ )

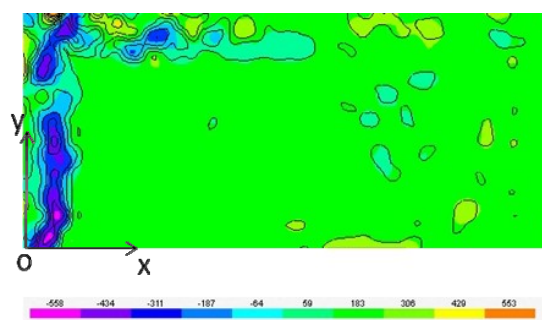


图 12 入口速度为 0.25m/s 时的油腔涡量图( $s^{-1}$ )

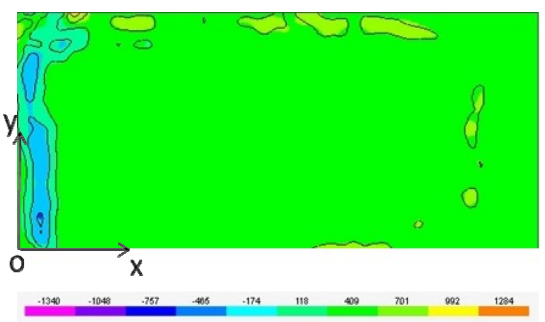


图 13 入口速度为 0.30m/s 时的油腔涡量图( $s^{-1}$ )

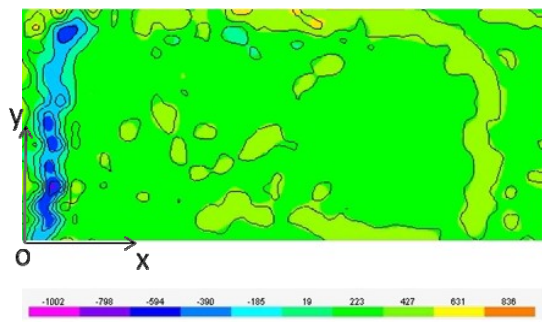


图 14 入口速度为 0.35m/s 时的油腔涡量图( $s^{-1}$ )

### 3 结论

通过对不同入口雷诺数下静压转台油腔的流场进行分析，可以看出随着静压油腔入口雷诺数的增大，油腔内部流场呈现许多有规律的变化。

(1) 当入口雷诺数增大时，油腔内涡的位置向封油边接近，拟合得到的无量纲函数关系式可以定性描述入口雷诺数为层流时入口雷诺数与涡心位置的变化关系。

腔中最大的涡即图 7 中所显示的涡。油腔范围内涡的分布范围与速度矢量场的分布相一致。但涡量的数值分布趋势与入口雷诺数的增大趋势并非一一对应，显示了油腔内局部区域的流场结构较复杂。

(2) 涡的分布范围与速度矢量场的结构一致，但是涡的数量、大小及涡量数值均表明油腔局部流场结构复杂。

### 参考文献

- 1 Satish C S, 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, 5(6): 347-356
- 2 A. van Beek, Sega. A. Numerical solution for tilted hydrostatic multi-pad thrust bearings of finite length[J]. Tribology

- International, 1997, 30(1): 41-46
- 3 邵俊鹏, 张艳芹, 李鹏程. 基于FLUENT的静压轴承椭圆腔和扇形腔静止状态流场仿真[J]. 润滑与密封, 2007, 32(1): 93-95
- 4 邵俊鹏, 张艳芹, 韩桂华, 倪世钱. 重型静压轴承油腔结构优化与流场仿真[J]. 系统仿真学报, 2010, 22(5): 1093-1096
- 5 刘赵淼, 金秋颖, 张成印, 申峰, 叶红玲. 引入温-粘及压-粘关系式的油膜工作性能数值分析[J]. 计算力学学报, 2011, 28(增刊): 69-73
- 6 马涛, 戴惠良, 刘思仁. 基于FLUENT的液体动静压轴承数值模拟[J]. 东华大学学报(自然科学版), 2010, 36(3): 280-282
- 7 刘志丹, 王时龙, 李川, 罗恕燕. 大型滚齿机工作台静压导轨的压力油流场数值模拟[J]. 四川兵工学报, 2010, 31(5): 48-5

## PIV MEASUREMENTS OF THE STATIC PRESSURE OIL CAVITY FLOW STRUCTURE

LIU Zhaomiao, YUE Guangjie, CHEN Conglian, SHEN Feng

(College of Mechanical Engineering and Applied Electrics Technology, Beijing University of Technology, Beijing 100124, China)

**Abstract** In order to reveal the influence that the internal flow characteristics of oil cavity of the hydrostatic bearing system has on the work performance of high-end CNC machine tools, we design and process a experimental model of circular static pressure oil cavity for the first time. An fluid dynamics experiment has been conducted to study the flow structure by using PIV. The influence that different inlet Re numbers have on hydrostatic oil cavity flow fields is investigated. The results suggest that there is complex vortex structure in oil cavity local area. For Re at the range of 840-2449, vortex cell structure exists at the edge of the oil cavity near the seal oil side. With the increasing of Re, the vortex center position moves to the edge of the seal oil side. Experimental datas agree reasonably well with the numerical results . The relationship between the location of the vortex center and the inlet Re number is fitted by the method of least squares. The distribution trends of vortex is not one-to-one correspondent to the inlet Re number increasing trend.

**Keywords** PIV; hydrostatic oil cavity; inlet Reynolds numbers; vortex center