

不同边界条件下液体静压油腔流场与承载稳定性数值研究

刘赵淼, 张成印

北京工业大学机电学院, 北京 100124

摘要 液体静压支承系统因其承载性能好、摩擦阻力小、精度高、稳定性好的优点, 逐渐成为现代高精度数控机床中的核心部件。研究不同情况下油腔承载稳定性对于提高机床加工精度具有重要意义。本文数值研究了不同边界条件以及不同转台转速下液体静压油腔内的流动状态和稳定性。选取圆形静压油腔为计算模型, 转台转速范围为 0—5m/s。研究结果表明: 静态下, 油膜厚度对油腔承载能力有很大影响, 随着油膜厚度的增加, 油腔压强降低, 导致油腔承载能力降低; 润滑油黏度增加, 减弱了涡旋影响, 增强了油腔稳定性; 油腔深度和油腔入口半径增大, 增大了涡旋影响, 降低了油腔稳定性; 转台的转动造成油腔中的压强分布不均, 油腔压强沿转台运动的方向逐渐提高。提高转台转速, 油腔内部流场中的涡旋位置和大小也会随之变化, 入口附近的涡旋逐渐减弱并远离入口。涡旋的位置影响了油腔压强分布, 贴于上壁面的涡旋导致上壁面压强上升, 而远离上壁面的涡旋导致上壁面涡旋处的压强下降。

关键词 液体静压油腔; 流动状态; 油腔压强; 稳定性

中图分类号 TH133

文献标识码 A

doi 10.3981/j.issn.1000-7857.2011.19.005

Numerical Simulation of Flow Field and Carrying Stability in Hydrostatic Oil Cavity Under Different Boundary Conditions

LIU Zhaomiao, ZHANG Chengyin

College of Mechanical Engineering and Applied Electronics Technology, Beijing University of Technology, Beijing 100124, China

Abstract Due to its good carrying performance, low frictional resistance, high precision and stability, the hydrostatic support system becomes the core component in high-precision CNC machine tools. The study of the oil cavity's carrying stability is important in order to improve the precision of machine tools. In this paper, the flow and the bearing carrying capacity of the cycloidal hydrostatic oil cavity in a hydrostatic turntable system is numerically studied for rotating speed ranging from 0 to 5m/s of the turntable and under varied boundary conditions. The results show that the static bearing capacities of the oil cavity are reduced with the increase of oil film thickness. By increasing the lubricant viscosity, the effect of vortex will be weakened and the stability of the oil cavity will be enhanced. With the increase of the oil cavity's depth and the inlet radius, the vortex effect will be enhanced and the stability of the oil cavity reduced. The carrying capacity of the oil cavity diminishes with the increase of the oil film thickness. The oil cavity pressure due to the turntable's rotation is unevenly distributed and increases along the direction of the turntable's motion. With the increase of the turntable speed, the location and the size of the vortex vary in the oil cavity flow field and the strength of the vortex nearby the entrance is gradually weakened and the vortex goes away from the entry. The distribution of the pressure is determined by the location of the vortex. When the vortex is near the wall, the wall pressure will increase at that location. Otherwise, the wall pressure will decrease.

Keywords hydrostatic oil cavity; flow state; oil cavity pressure; stability

收稿日期: 2011-05-24; 修回日期: 2011-05-31

基金项目: 国家自然科学基金项目(11002007, 11072001); 国家科技重大专项(2009ZX04002-031)

作者简介: 刘赵淼(中国科协所属全国学会个人会员登记号: S030000149S, S030105004M), 教授, 研究方向为非线性化学动力学、高温空气燃烧系统的动力学分析以及结构优化, 电子信箱: lzm@bjut.edu.cn

0 引言

液体静压支承系统的承载性能好、摩擦阻力小、使用寿命长、抗震性能好、精度高、稳定性好,在现代机床中得到了广泛应用,并逐渐成为核心部件。其承载性能的优劣直接影响整个机床运行的可靠性、寿命和经济指标。

目前,液体静压支承的相关研究多集中在静态分析,而关于流场对稳定性影响以及转台运动状态下的承载性能的研究较少,且研究方法多以实验为主。最早的液体静压支承的锥形体现在 1878 年巴黎国际博览会上展出的能灵活浮动的展品。1938 年,美国加利福尼亚州的帕罗马尔山天文观测站首次将液体静压推力轴承成功地应用于 5.08m 的天文望远镜上^[1]。1980 年,刘震北^[2]研究了静压支承系统中流体的惯性效应对油膜刚度的影响;1994—1996 年,Braun 等^[3-7]对静压径向轴承的动力学特性进行了研究,发现轴承腔体中的主次两个涡旋会随着入口喷射程度和壁面运动而变化,位置和大小都会呈现不同变化;2009 年,Detry 等^[8-9]通过实验方法研究得到了平行圆盘径向发散流动中几何宽径比和入口雷诺数对圆盘间涡旋影响,在几何宽径比一定的情况下,随着入口雷诺数增大,在盘间逐次出现 4 个涡旋,几何宽径比增大,每个涡旋出现的入口雷诺数减小。

Braun 等^[3-7]研究得出了静压轴承中的入口条件和几何条件对腔体中主次两个涡旋产生和变化的影响,但没有研究涡旋变化对轴承承载的影响。Detry 等^[8-9]研究得到了平行圆盘间涡旋出现的雷诺数,但因平行圆盘结构限制,只研究分析了入口雷诺数和几何宽径比的影响,没有考虑润滑油自身属性的影响以及壁面运动情况下腔体中的涡旋变化情况。而且,目前的实验研究还存在很明显的局限性,很多设计参数都是由经验方法估计得出,对实验经验依赖严重。另外,进行创新实验发现问题后,更改设计困难,代价高,且很难得到精确结果。随着计算力学和计算机技术的快速发展,数值模拟被越来越多地应用到科学研究当中。数值模拟方法与实验研究相比,能够极大地缩短研发周期、节约人力物力、提高设计效率,并得到相对精确的分析结果。

本文应用数值模拟方法,研究静态情况下不同因素对于液体静压油腔中涡旋分布的影响,以及转台的转动速度对油腔中承载稳定性的影响。研究结果对于分析机床工作的稳定性有重要的意义。

1 油腔结构模型和计算模型

液体静压支承是借助于输入支承工作面间的液体静压力来支承载荷的滑动支承,它通过外部压力将润滑油送入承载间隙(基础平台与运动平台之间),强制形成油膜,使承载面分离,形成大刚度油膜^[10]。油腔结构为轴对称结构,并且油腔中的压强分布及流动状态近似为径向扩散,因此可将油腔简化为二维轴对称模型。图 1 为液体静压结构支承示意图。

分别采用二维油腔模型和三维油腔模型进行研究,如图 2 所示。

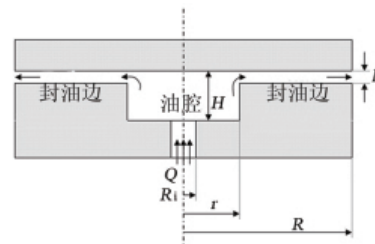


图 1 静压支承示意图

Fig. 1 Schematic diagram of hydrostatic support

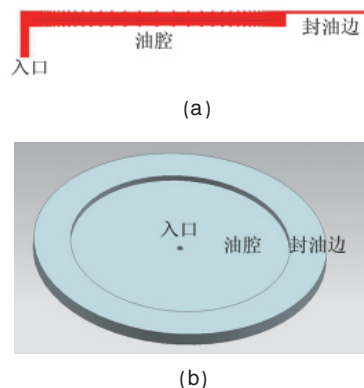


图 2 油腔模型的二维(a)和三维(b)示意图

Fig. 2 Schematic diagram of 2D (a) and 3D (b) oil cavity model

模型具体尺寸:油腔节流入口半径 $R_i=1.5\text{mm}$,油腔深度 $H=3\text{mm}$,油膜厚度 $h=0.05\text{mm}$,封油边外径 $R=80\text{mm}$,油腔半径 $r=60\text{mm}$ 。润滑油属性设置:密度 $\rho=900\text{kg/m}^3$,黏度 $\mu=0.02\text{Pa}\cdot\text{s}$ 。初始边界条件设置:采用恒定流量方式,在油腔入口处设为由质量流量得到的速度边界,入口速度 $Q=7\text{m/s}$;出口采用压强边界,大小为环境压强 10^5Pa 。

油腔入口处雷诺数计算公式为^[11]

$$Re = \frac{2\rho Q}{\pi\mu R_i} \quad (1)$$

油腔中局部雷诺数计算公式为

$$Re_l = \frac{\rho Q}{\pi\mu r} \quad (2)$$

油腔入口半径 1.5mm ,为宏观尺度。在入口速度为 7m/s 时,油腔入口管道中雷诺数为 945,低于管道流动的临界雷诺数;分别采用层流模型和湍流模型进行试算,得出层流时图 1 所示封油边处最大雷诺数为 8.77,湍流时封油边处最大雷诺数为 15.35。在微米级别的微流动中,实验得到的临界雷诺数为 200—700^[12]。封油边处雷诺数均低于转接雷诺数。因此整个油腔中都处于层流状态,模拟采用层流流动模型,应用数值模拟软件 CFD-ACE 进行仿真分析。

2 静态油腔模拟

在液体静压支承中,油膜厚度以及油腔中的流场分布对于液体静压支承的承载性和承载稳定性有重要影响。在转台

静止情况下,入口条件固定的油腔承载能力只与油膜的厚度有关。不同边界条件对于油腔中流场有重要影响。油腔静载能力的大小和稳定性强弱决定了机床加工能力和加工精度,这是机床能否正常进行加工的先决条件,因此对于静态油腔的模拟研究有重要意义。

分析物理模型可以发现,在静态情况下,油腔中的流场分布和壁面压强分布为轴对称分布,因此在静态模拟中采用二维模型的轴对称方法计算。

2.1 油腔上壁面压强的数值模拟结果

采用 SIMPLE 算法分别对不同油膜厚度情况下的油腔进行求解,得出在相同边界条件情况下,油膜厚度分别为 20、30、40、50、60、70、80、90、100、110、120、130、140、150 μm 时,油腔压强和承载能力,结果如图 3、图 4 所示。

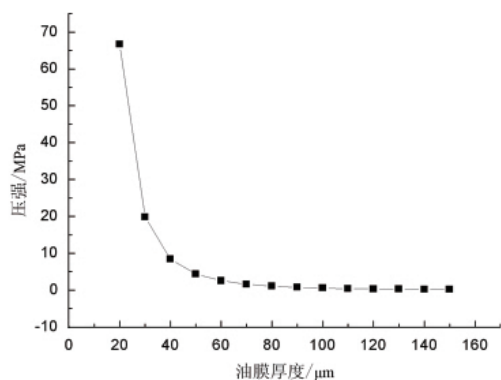


图 3 不同油膜厚度下静态油腔压强

Fig. 3 Pressure of static oil cavity with different film thicknesses

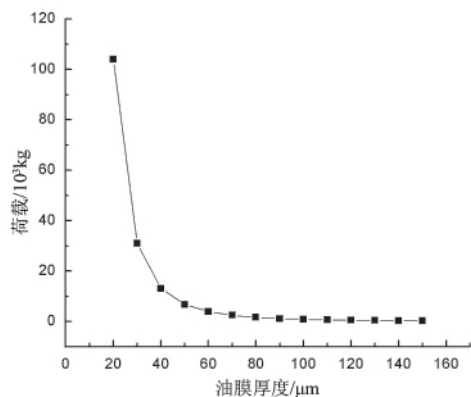


图 4 静态油腔承载力模拟值随油膜厚度变化

Fig. 4 Carrying capacity of static oil cavity with different film thicknesses

由图 3、图 4 可以得出,随着油膜厚度的增加,油腔上壁面压强逐渐降低,且降低幅度逐渐减小。结果表明,随着膜厚的增加,封油边的保压性能逐渐降低,并且降低幅度随油膜厚度增加而减小。

2.2 不同边界条件下油腔流场分布的数值模拟

油腔中的流场分布对于壁面的压强和承载稳定性具有

重要影响,其中主要影响因素是流场中涡旋的分布情况。因此,研究影响涡旋分布的不同因素对于研究液体静压承载稳定性具有重要意义。

2.2.1 变黏度条件对涡旋分布影响

入口速度固定为 7m/s,改变润滑油黏度,分别取为动力黏度 0.03—0.09Pa·s。通过数值模拟后得到不同黏度条件下油腔中涡旋分布,如图 5 所示,图中下端左侧为油腔入口。

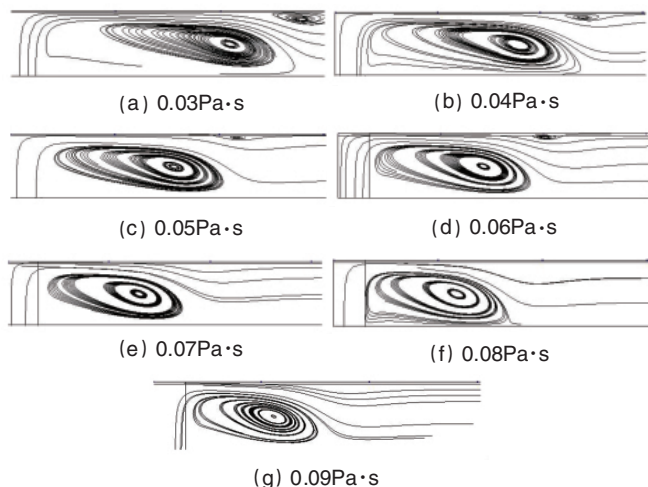


图 5 不同黏度下油腔中涡旋分布

Fig. 5 Vortex pattern with different viscosities

通过模拟结果可以得出,在不同黏度条件下,油腔中的涡旋均分布在油腔入口附近。由图 5(a)—5(d)可以看出,在黏度为 0.03—0.06Pa·s 时,油腔入口附近存在一大一小两个涡旋。小涡旋随着黏度的增高逐渐减弱,当黏度达到 0.07Pa·s 时,小涡旋已经消失。并且,大涡旋也随着黏度变化有所改变。如图 5(a)—5(g),随着润滑油黏度的增加,大涡旋的覆盖范围逐渐减小。

图 5 中涡旋出现在入口附近,因为油腔中的涡旋是由入口处润滑油喷射流入导致的。润滑油从入口高速喷射进入油腔中,冲击到上壁面后流动方向突变,造成了入口附近的涡旋形成。涡旋的大小与入口喷射影响程度及流体流动的阻力大小有关。随着黏度增加,流体间的黏滞作用增强,流动阻力增大,从而形成涡旋的难度增加。所以在黏度较低时,入口附近会存在第二个小的涡旋,但是随着黏度增大,涡旋形成难度增加,第二个涡旋逐渐消失。因为入口流速相同,流体初始的动能相同,当黏度增加时,阻力增大时会导致涡旋的范围减小,造成涡心位置向入口处靠近。同时也说明黏度增加减小了入口冲击的影响。

通过以上分析可以得出,黏度增大会减小入口冲击的影响,减少涡旋的范围。表明黏度增加会增强油腔的稳定性。

2.2.2 油腔深度对涡旋分布影响

润滑油黏度固定为动力黏度 0.02Pa·s,入口速度固定为 7m/s,改变油腔深度,分别为 3—13mm。进行数值模拟,得到不同油腔深度条件下油腔中涡旋分布。图 6 为不同油腔深度

下得到的油腔中的流线图,图6中下端左侧为油腔入口。

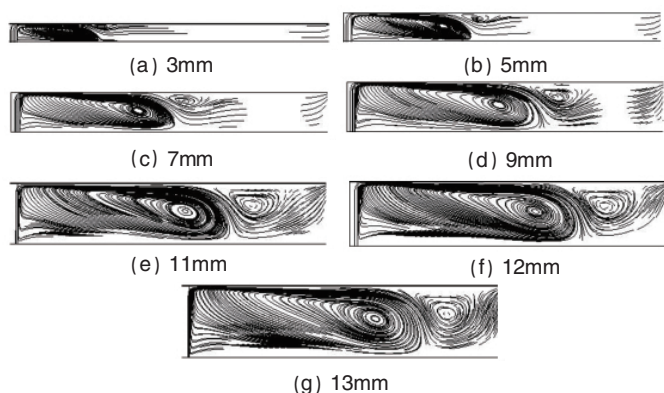


图6 不同油腔深度下油腔中涡旋分布情况
Fig. 6 Vortex pattern with different depth of oil cavity

由图6可以看出,在入口速度和润滑油黏度一定时,不同油腔深度情况下油腔中涡旋的数目相同,都存在一大一小两个涡旋,大涡旋靠近入口处,小涡旋在大涡旋外侧。通过图6(a)—6(g)可以看出,随着油腔深度的增加,油腔中两个涡旋的位置和范围会随之变化。图6中,靠近入口处的大涡旋的宽度与油腔深度相同,随着油腔深度增加,入口处大涡旋的宽度随之增大,并且涡旋范围逐渐增大,涡心位置逐渐向外侧移动。图6(a)中,小涡旋的宽度近似为油腔深度的1/3,随着油腔深度的增加,小涡旋的宽度逐渐增大,当油腔深度达到11mm时,小涡旋的宽度已经与油腔深度相同。并且小涡旋的范围随油腔深度增加而增大,涡心位置逐渐向外侧移动。

油腔中涡旋的产生是由入口处润滑油喷射流入导致的。在入口速度和润滑油黏度一定的情况下,润滑油的动能和自身流动阻力不变。润滑油在油腔中的流动相当于平行板间流动。随着油腔深度的增加,油腔上下底面间的距离增加,对于润滑油流动的阻力减小。因此,在深度大的油腔中,涡旋形成的难度降低,影响范围增大。

通过以上结果和分析可以得出,油腔深度增加会增大涡旋的范围,降低油腔的稳定性。

2.2.3 油腔入口半径对涡旋分布影响

润滑油黏度固定为动力黏度 $0.02\text{Pa}\cdot\text{s}$,入口速度固定为 7m/s ,改变油腔入口半径,分别为 $2.0\sim 5.0\text{mm}$ 。通过数值模拟得到不同油腔入口半径条件下油腔中涡旋分布,结果如图7所示,图中下端左侧为油腔入口。

由图7可以看出,在入口速度和润滑油黏度都固定时,不同油腔入口半径情况下油腔中涡旋的数目相同,都存在一大一小两个涡旋,大涡旋靠近入口处,小涡旋在大涡旋外侧。由图7(a)—7(g)可以看出,随着入口半径的增加,油腔中两个涡旋的涡心位置逐渐向外侧移动,涡旋影响范围逐渐增大。

油腔中涡旋的产生是由入口处润滑油喷射流入导致的。在润滑油黏度和油腔深度一定的情况下,润滑油在油腔中的流动阻力不变。入口流速不变,油腔入口半径增大,导致油腔中流入的润滑油流量增加,润滑油流动动能增加。导致形成

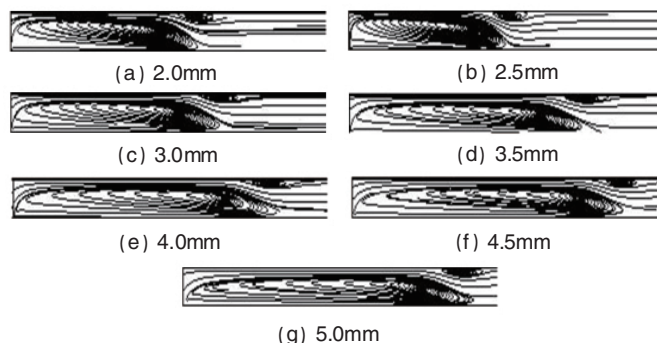


图7 不同油腔入口半径下油腔中涡旋分布
Fig. 7 Vortex pattern with different inlet radii

涡旋难度降低,入口喷射流动影响增大,涡旋影响范围增大。油腔入口半径增加会导致油腔中涡旋影响范围增大,降低油腔稳定性。

3 转台转动速度对于油腔上壁面压强的影响

在机床的实际工作中,转台并不是处于静止状态,而是在不停的转动中。在转台转动情况下,转台底面与油腔面之间的相对运动会带动油腔中润滑油上表面的运动,在润滑油上层形成一层库埃特剪切层。由于库埃特剪切层的存在导致油腔中润滑油的流动状态与静态流动不同,这也会对油腔上壁面压强和油腔承载稳定性造成影响。

3.1 转动模拟模型

本文的研究对象是多个油腔共同支承的工作转台,研究转台以一定速度转动时油腔的流动状态和承载稳定性。图8为转台和油腔的整体模型。图中大圆为直径 1m 的转台,在四周均匀分布8个相同的圆形油腔,油腔尺寸均与静载计算采用油腔模型相同。油腔中心距离转台中心的平面距离为 0.4m 。转台绕中心转动,油腔中心距离转台中心的距离远大于油腔的尺寸,可以将转台的转动简化成油腔顶部的水平运动。

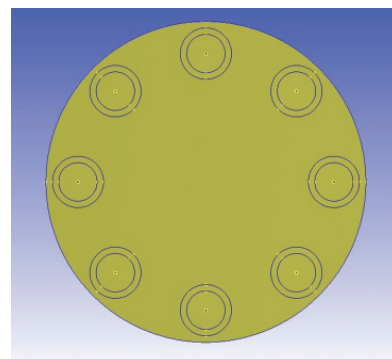


图8 整体转台中的油腔布局
Fig. 8 Oil cavity layout in the overall turntable

在研究中,暂不考虑转台载荷变化情况,假定为固定载荷,并且油膜厚度不会在工作中发生变化。8个油腔对称分布,并且工况完全相同,因此油腔中的润滑油流动状态相同,可将整体研究简化为研究单一油腔中的流动和压强分布曲

线。转台的转动是圆周运动,在单个油腔研究中简化为油腔顶部的单一方向水平运动。加载单一方向运动后的模型不再具有轴对称特性,二维模型不再适用,对于转台运动情况下模拟采用三维模型进行模拟。

3.2 转台转动对油腔上壁面压强分布的影响

对三维油腔模型采用 SIMPLE 算法,计算壁面运动速度下的油腔上壁面的压强分布和油腔中流动状态。其中,分别取壁面运动速度为 0、0.5、1.0、1.5、2.0、2.5、3.0m/s。

在不同壁面运动速度情况下,油腔上壁面压强的整体分布趋势相同,整体分布趋势如图 9 所示,0.08m 处为油腔中心,0—0.02m 及 0.14—0.16m 为两侧的封油边。

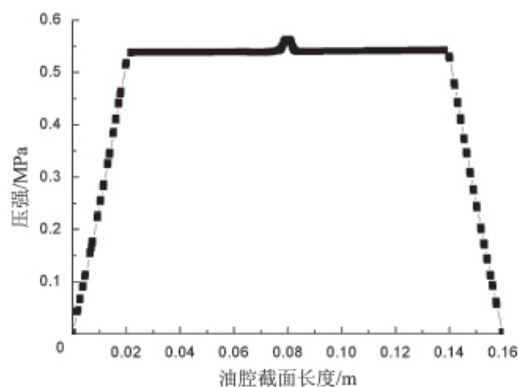


图 9 油腔压强分布趋势

Fig. 9 Distribution of oil cavity pressure

在油腔中心处,由于入口喷射的原因导致油腔上壁面压强很大,出现一个压强波峰,并且在入口附近(横坐标 0.08m)会有一定降低;在距入口一定距离后,油腔中的压强大致恒定,只存在微弱变化;在封油边部分,压强呈线性下降至外界大气压强。

3.3 油腔中涡旋分布及对上壁面压强影响

模拟结果表明,转台的转动对油腔中的流动状态和壁面压强分布曲线有很大影响。图 10 为不同转台速度下,油膜厚

度为 $50\mu\text{m}$ 时,油腔中润滑油的流动状态及上壁面的压强分布。由图 10(a)—10(i)压强分布可以看出,相同模拟条件、不同转台速度情况下,油腔上壁面压强分布各有不同,在上壁面处压强均存在一定波动,图中横坐标为油腔截面上的长度,油腔上壁面由横坐标 0 向 0.12 方向运动。中心 0.06m 处为油腔入口,此处因为入口喷射产生一个较大的压强峰值。

由图 10 所示流动状态可以看出,由于上壁面运动以及入口喷射的联合影响,润滑油在油腔中的流动过程中存在一些涡旋。如图 10(a)—10(i)为不同油腔上壁面运动速度下油腔中流动状态分布图。涡旋的大小和位置因上壁面运动速度不同而各有差异,而涡旋对上壁面压强分布造成的也各不相同。

如图 10(a)所示,转台静止的情况下,油腔左侧和右侧的流动状态完全相同,呈对称状态。在油腔入口处附近出现一个显著的大涡旋,远离入口的封油边处有一个小的涡旋。

两个涡旋的出现是由入口处润滑油喷射流入造成的,而涡旋的形成对于其附近处的壁面压强造成了一定影响。入口喷射的原因造成入口处压强值很高,呈现一个压强峰值。润滑油从入口向外侧扩散流动中,上壁面压强急剧下降,在涡旋中心对应位置达到低值,之后压强上升,在涡旋远离入口的边缘处压强不再上升。继续向外侧流动过程中,压强基本保持恒定状态,直到油腔边缘的涡旋处,压强再次下降,至涡心处开始上升,因为封油边的影响而出现另一个峰值。

当转台速度为 0.5m/s 时,在上壁面运动的拖曳作用下,油腔中的流动状态产生了极大的变化,如图 10(b)所示,在油腔中心左侧出现两个涡旋,靠近入口处的涡旋贴近油腔下壁面,远离入口处的涡旋贴近油腔上壁面,油腔右侧出现一个靠近入口的大涡旋。与图 10(a)相比较,相当于静止时入口附近右侧处涡旋被拖动远离入口位置。在右侧油腔边缘附近,出现一个不贴壁面的小涡旋。由图 10(b)所示的壁面压强分布图可以发现,在油腔中,壁面压强的整体分布趋势是从左侧边缘处向右侧边缘处逐渐增高,即沿着上壁面运动方向压强整体呈增高趋势。油腔左侧:润滑油从入口喷射流入,因为

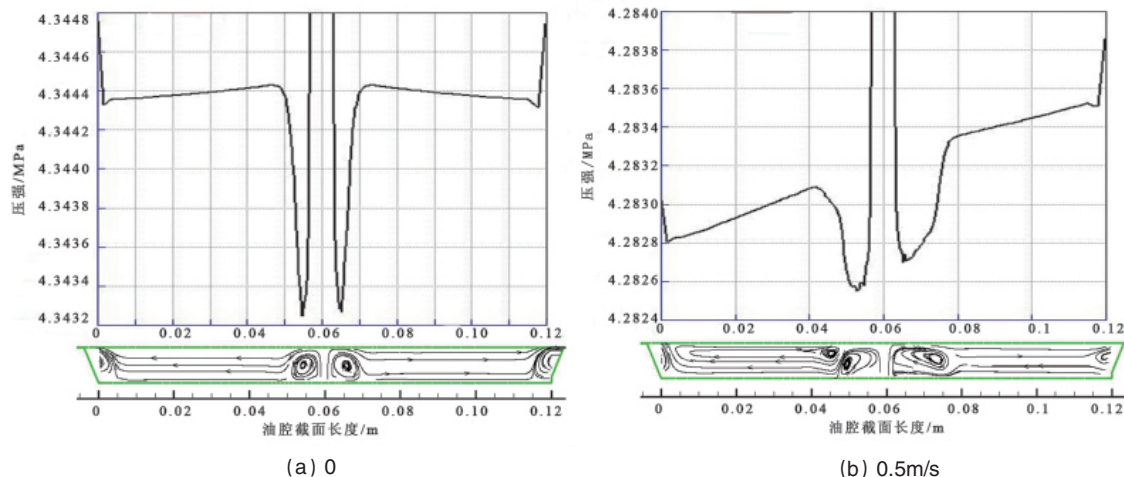


图 10 不同转速下油腔中压强分布和流场

Fig. 10 Pressure distribution and the flow with field for different rotation speeds

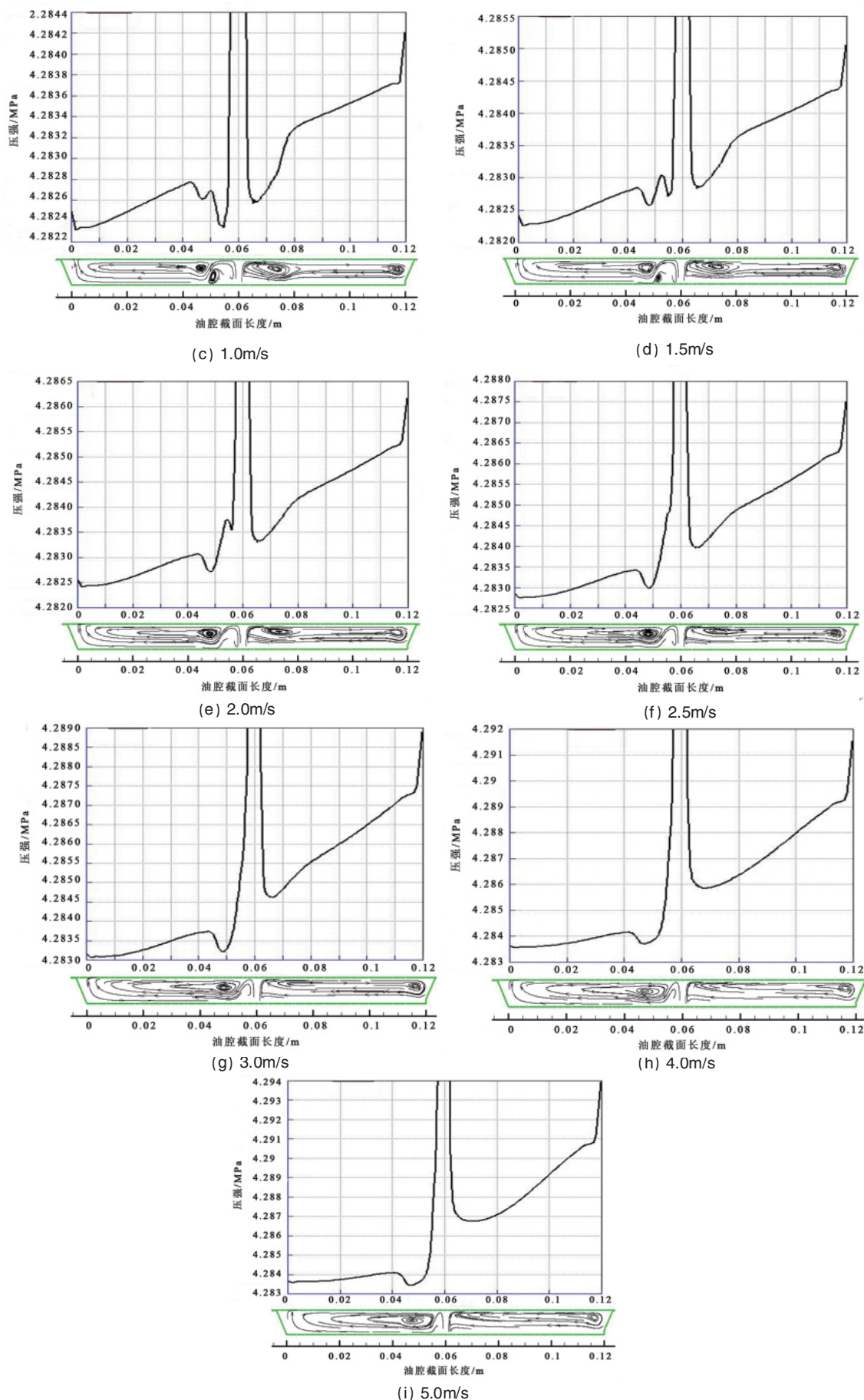


图 10 不同转速下油腔中压强分布和流场 (续)

Fig. 10 Pressure distribution and the flow with field for different rotation speeds (continued)

喷射影响呈现一个压强峰值;在向外扩散流动过程中,压强急剧下降,直到靠近入口的涡旋中心处达到压强低值;而后压强上升,在流经第二涡旋的整个过程中,压强都处于上升状态,扩散到第二涡旋外侧边缘后停止上升;在没有涡旋的地方,因为上壁面运动影响,压强随着润滑油向左侧边缘流动而缓慢下降;最后封油边附近再次上升出现另一个峰值。油腔右侧:润滑油从入口喷射流入,因为喷射影响呈现一个压强峰值;之后外扩散流动过程中,压强急剧下降;当流到入口附近涡旋的内侧边缘处,压强达到一个低值,然后开始上升;在流经整个涡旋过程中压强都是急剧上升状态;润滑油在流过涡旋后的扩散流动中,因为上壁面运动影响,压强缓慢上升,直到油腔右侧边缘处的涡旋处压强出现微弱下降,在涡旋中心处压强上升并出现封油边处的峰值。

如图 10(c)所示,当转台速度为 1m/s 时,油腔中流动状态与 0.5m/s 时大致相似,只是左侧处两个涡旋减弱。同时对应左侧部分油腔压强随涡旋变化的幅值减小;油腔右侧的两个涡旋也有些减弱,对应右侧压强变化幅值减小。造成涡旋减弱的原因是上壁面移动速度增大,导致上壁面运动影响增大。而入口为恒定流量,即入口速度不变,相对来说入口的喷射影响减弱。随着上壁面运动速度继续增加,这种变化趋势愈加明显。入口附近的涡旋程度减弱,压强波动减小,即入口喷射对于油腔中的流动和压强影响程度变小。当转台速度进一步增加时,如图 10(d)—10(i)所示,这种变化进一步增大,入口附近的涡旋进一步减弱,对应压强波动减小。

通过油腔中的流动状态及压强分布可以看出,在上壁面运动情况下,油腔压强整体分布趋势是沿着运动方向增高。润滑油在流经贴近上壁面的涡旋过程中,压强一直处于上升状态;在流经不贴上壁面涡旋过程中,压强先下降后上升,在涡心处达到压强低值。

4 结论

通过不同边界条件和不同壁面速度下油腔中流动状态以及压强分布情况的模拟结果分析,可以得出如下结论。

(1) 边界条件会对油腔中涡旋分布造成影响。黏度增大会减少涡旋数目和影响范围,增强油腔稳定性;油腔深度增加和入口半径增大会增大涡旋影响范围,降低油腔稳定性。

(2) 出现贴于上壁面处的涡旋会导致上壁面压强在整个涡旋位置上升。出现于油腔中,非紧贴于上壁面的涡旋会导致上壁面处压强下降,从涡旋出现开始下降,到涡旋中心处

降至最低值,之后又开始回升。

(3) 转台转动会影响油腔中涡旋分布,导致涡旋出现于油腔边缘处,而入口处涡旋逐渐削弱直至消失。

(4) 转台转动会削弱入口喷射条件对油腔中流动及压强的影响,转台速度越大,入口条件对油腔中流动状态和油腔压强影响越小。

参考文献 (References)

- [1] 丁振乾. 我国机床液体静压技术的发展历史及现况[J]. 精密制造与自动化, 2003(3): 19-21.
Ding Zhenqian. *Precise Manufacturing & Automation*, 2003(3): 19-21.
- [2] 刘震北. 静压支承设计中压降系数的计算——润滑剂惯性效应对油膜刚度的影响[J]. 机械设计, 1980(2): 58-61.
Liu Zhenbei. *Mechanical Design*, 1980(2): 58-61.
- [3] Braun M J, Dzodzo M, Lattime S. Some qualitative and quantitative aspects of flow in a hydrostatic journal bearing pocket [C]// ASME Fluid Engineering Division Conference. New York: ASME, 1996: 109-114.
- [4] Dzodzo M, Braun M J, Hendricks R. Pressure and flow characteristics in a shallow hydrostatic pocket with rounded pocket/land joints[J]. *Tribology International*, 1996, 29(1): 69-76.
- [5] Braun M J, Dzodzo M. Effects of hydrostatic pocket shape on the flow pattern and pressure distribution [J]. *International Journal Machinery*, 1995, 1(3-4): 225-235.
- [6] Braun M J, Dzodzo M. Effects of the feeling and the hydrostatic pocket depth on the flow patterns and pressure distribution [J]. *Journal of Tribology*, 1995, 117: 224-233.
- [7] Braun M J, Dzodzo M. Three-dimensional flow and pressure patterns in a hydrostatic journal bearing pocket [J]. *Journal of Tribology*, 1997, 119: 711-719.
- [8] Detry J G, Jensen B B B, Sindic M, et al. Flow rate dependency of critical wall shear stress in a radial-flow cell [J]. *Journal of Food Engineering*, 2009, 92(1): 86-99.
- [9] Detry J G, Deroanne C, Sindic M, et al. Laminar flow in radial flow cell with small aspect ratios: Numerical and experimental study [J]. *Chemical Engineering Science*, 2009, 64(1): 31-42.
- [10] 温诗铸, 黄平. 摩擦学原理[M]. 3 版. 北京: 清华大学出版社, 2008.
Wen Shizhu, Huang Ping. *Principles of tribology* [M]. 3rd ed. Beijing: Tsinghua University Press, 2008.
- [11] 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 Yansheng. *Application of theory and design of hydrostatic bearing* [M]. Beijing: National Defence Industry Press, 1980.
- [12] Peng X F, Peterson G P, Wang B X. Frictional flow characteristics of water flowing through rectangular microchannels [J]. *Experimental Heat Transfer*, 1994, 7: 249-264.

(责任编辑 刘志远)

《科技导报》“走向职场”栏目征稿

“走向职场”栏目期望通过业内专家撰文,或有关人士讲述自己求职、就业的经历和成功事例,帮助博士生和博士后学会如何应对、如何创业和发展,给即将走上职场的读者朋友启迪和帮助。欢迎投稿,择优录用,每篇文章约 2200 字。栏目责任编辑:陈广仁,投稿邮箱:chenguangren@cast.org.cn。