

# 基于 CFD 的滑靴副多场耦合特性研究 \*

贾泽宇 杨永锋<sup>†</sup> 赵靖 史明明

(西北工业大学, 西安 710072)

**摘要** 滑靴副作为斜盘式轴向柱塞泵的主要摩擦副之一, 长期工作于高速、高压、高温等一些复杂极端环境中。本文建立了滑靴副中流场的基本控制方程, 构建了滑靴副多物理场耦合的有限元模型, 通过 CFD 技术对滑靴副流场进行模拟分析, 并在此基础上对滑靴副流-固-热多物理场耦合进行仿真, 得到不同工况下油液的压力场和速度场的变化规律以及流体的压力和温度对滑靴副的总变形量、应力的影响。结果表明, 随着工作压力增大, 油液在阻尼管路中压力损失增加, 油腔内涡旋个数及尺寸增大。除此之外还发现滑靴副变形量和最大应力对油液温度较为敏感, 本文工作为滑靴副的结构设计提供了一定的技术支持, 并且对于提高滑靴副的整体性能有着重要的意义。

**关键词** 滑靴副, 流场, 有限元, 流-固-热多场耦合

中图分类号: TH137.51

文献标志码:A

## Research on Multi-Field Coupling Characteristics of Slipper Pair Based on CFD \*

Jia Zeyu Yang Yongfeng<sup>†</sup> Zhao Jing Shi Mingming

(Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

**Abstract** As one of the main frictional subsets of swash plate axial piston pumps, the slipper pair mainly work in complex and extreme environments. In this paper, basic governing equations of flow field in the slipper pair are established, and a finite element model of the slipper pair is constructed. After that, the flow field is simulated by CFD, and multi-field coupling of the slipper pair is analyzed. The changes in pressure and velocity fields of the oil under different working conditions and the effects of fluid pressure and temperature on the total deformation of the slipper pair are obtained. The results show that as working pressure increases, the pressure loss of oil in the damping line increases, and the number and size of vortices in the oil cavity increase. In addition, it is also found that the oil temperature has a greater influence on deformation of the slipper pair. The current work provides some technical support for design of the slipper pair, which is of great significance for improving overall performance of the slipper pair.

**Key words** slipper-plate pair, flow field, finite element, fluid-solid-thermal multi-field coupling

2021-09-30 收到第 1 稿, 2021-11-04 收到修改稿。

\* 国家自然科学基金资助项目(11972295), National Natural Science Foundation of China (11972295).

† 通信作者 E-mail:yyf@nwpu.edu.cn

## 引言

在液压系统中,轴向柱塞泵作为其动力源之一,以其结构紧凑、输出功率大、工作压力高、寿命长等优点被广泛应用于各种机械设备中。在液压系统中,柱塞泵长期工作于高速、高压、高温等一些复杂极端环境中,所以会存在许许多多的问题。随着航空、航天等工业领域对液压系统的性能要求不断提高,工作环境温度以及压力升高而导致的一系列问题日渐突出,这直接影响到油膜温度升高的快慢、油液泄漏量的大小,进而最终影响油膜的承载能力和滑靴副能否长期有效的工作。

在液压系统中,滑靴副作为关键的摩擦副之一,国外科研工作人员对其做了大量的研究工作,由于理论分析较为复杂,刚开始都是通过实验获得一些成果。随着基础理论和计算机技术的发展,关于滑靴副的理论研究和仿真计算逐渐趋于成熟。Canbulut等<sup>[1]</sup>通过实验数据建立了三层人工智能神经网络,分析了滑靴副的功率损失,并且确定了滑靴副最优的工作压力和几何结构参数。Wieczorek和Ivantysynova<sup>[2]</sup>通过动力学模块建立滑靴副动力学方程,结合流体模块计算获得滑靴副内油液的压力场、速度场和温度场。Kazama<sup>[3]</sup>和Iboshi等<sup>[4]</sup>从理论上建立了轴向柱塞泵滑靴副流体运动的数学模型,研究了在不同温度、转速的工作情况下,滑靴底面油膜温度和厚度的变化趋势。Bergada等<sup>[5]</sup>将圆柱坐标系中的三维Navier-Stokes方程应用于带有凹槽滑靴副的流场分析中分析了凹槽的尺寸和位置对压力、泄漏量和扭矩的影响。Bergada等<sup>[6]</sup>通过半隐式压力方程对流体的流动和热量传递过程进行了仿真模拟,这为滑靴副流体热量传递的研究提供了新思路。Huang及其团队<sup>[7,8]</sup>针对滑靴副油膜的流动特性、温度特性进行了多年的研究,对滑靴副的各种工作状态进行了数值计算、仿真模拟,获得了较为精确的理论结果。符江锋等<sup>[9]</sup>对航空燃油柱塞泵的滑靴副润滑机理进行了研究,结果表明,增大滑靴底面的工作半径或者减少中心油膜的半径,可以提高油膜的动压和滑靴的抗倾覆能力。汤何胜等<sup>[10]</sup>讨论了在不同的柱塞腔压力、缸体转速和滑靴离心力臂下,滑靴与下斜盘之间的间隙泄漏量和摩擦力矩的变化过程。马纪明等<sup>[11,12]</sup>通过研究轴向柱塞泵中油液温度、缸体转速、柱塞腔

内压力等因素对滑靴副磨损的影响,揭示了这些影响因素的内在关联。刘恒龙等<sup>[13,14]</sup>对水压柱塞泵滑靴副中流体的流动特性进行了研究,获得其抗倾覆能力和泄漏量等,为滑靴副的研究提供了一个新方法。徐兵和李迎兵等<sup>[15]</sup>对滑靴副的偏磨现象进行了重点研究,编制了滑靴副油膜耦合关系仿真模型。童章谦<sup>[16]</sup>发现滑靴副中工作油液产生的涡旋会导致冲击和压力正负超调,带来振动和噪声。

液压泵滑靴副的研究越来越趋于成熟,关于滑靴副流-固-热多场耦合问题的研究是目前研究的重点。滑靴副在不同的压力、温度等复杂工况下工作,油液不仅会对滑靴副产生弹性应变,还会产生热应变,因此,研究不同工况下的油液流动规律以及油液对滑靴副的影响对滑靴副可靠性设计和材料选择至关重要,这直接影响到滑靴副的使用寿命,关系到液压泵能否长久安全有效的运行。

## 1 滑靴副工作原理与流场建模

### 1.1 摩擦副分析

滑靴副是柱塞泵的关键摩擦副,滑靴在斜盘上除了自转还有绕斜盘的公转。滑靴与斜盘之间是浮动的静压油膜支承方式,即柱塞腔的液压油通过阻尼管流到滑靴与斜盘之间,形成一个薄油膜,支承来自柱塞的压力,这样既能使滑靴与斜盘得到充分的润滑,又能避免滑靴与斜盘金属表面直接接触而造成磨损。日本学者井星正气<sup>[17]</sup>通过搭建柱塞泵实验装置,发现滑靴副油膜厚度大约 $10\sim30\mu\text{m}$ 。

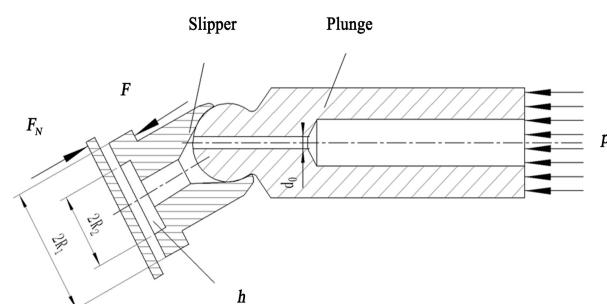


图1 滑靴副结构图  
Fig.1 Structure of the slipper pair

图1为滑靴副结构原理图,在柱塞泵中心开有一个轴向的阻尼孔,其作用是将柱塞压油时候产生的一部分液压油引到滑靴副密封带油室,致使滑靴副密封带内的油压上升,产生一个撑开力,且垂直

于滑靴端面,其力的方向与滑靴和斜盘之间油膜的压紧力相反,而且与滑靴底面的半径比(和)密切相关,与其的比值要保持在一定的范围内,才能保证滑靴与斜盘之间存在一个合适的薄油膜,既能避免其与金属面接触产生磨损,又能起到一定的润滑作用.

## 1.2 滑靴副流场的建模

滑靴副作为柱塞泵最主要的三大关键摩擦副之一,其对液压系统的重要性不言而喻,所以对于滑靴副的理论研究与分析也就变得非常重要.流体的流动分为层流、湍流以及中间的过渡状态,其区分用如下的雷诺数来确定:

$$Re = \frac{\rho v_f d_f}{\mu} \quad (1)$$

式中,  $\rho$  为流体密度;  $v_f$  为平均流速;  $d_f$  为平均水力直径;  $\mu$  为流体黏度.

则滑靴密封内油膜的平均流速为:

$$v_f = \frac{q_{ss}}{\pi(r_0 + R)h} \quad (2)$$

式中,  $q_{ss}$  为滑靴副的泄漏量.

油膜的平均水力直径为:

$$d_f = \frac{4\pi(r_0 + R)h}{2\pi(r_0 + R)} = 2h \quad (3)$$

根据流量公式可知,滑靴副的泄漏量为:

$$q_{ss} = \frac{\pi}{6\mu \ln(R/r_0)} h^3 p_s \quad (4)$$

令  $k_s = R/r_0$ ,  $k_p = p_s/p_p$ , 将(4)式、(3)式和(2)式代入(1)式中, 可得滑靴密封带内流体的雷诺数:

$$Re = \frac{\rho k_p p_p h^3}{3\mu^2 (1 + k_s) r_0 \ln k_s} \quad (5)$$

式中,  $k_p$  为油压比例系数;  $k_s$  为滑靴副结构系数.

滑靴副在工作时,油膜产生的撑开力要平衡掉一部分滑靴的正向压紧力,这样滑靴和斜盘之间的液压油才能处于动态平衡润滑状态.在实际工作中,滑靴与斜盘之间形成的薄油膜,其中的流体处于层流状态.

考虑到滑靴副在实际工作中,由于流体与滑靴和斜盘间的耦合作用,流体的运动十分复杂.为了让滑靴副的实际模拟仿真具有可操作性,对滑靴副中流场的建模考虑主要因素,忽略次要因素.所以在对流场实际建模时进行了简化处理,对流体有以下若干假设:

(1)流体属于连续性流体介质;

- (2)滑靴与斜盘之间产生的油膜均匀且稳定;
- (3)液压油黏度为常数,即流体为牛顿流体;
- (4)由于油膜很薄,沿油膜厚度方向,可以忽略油液密度等物理量的变化.

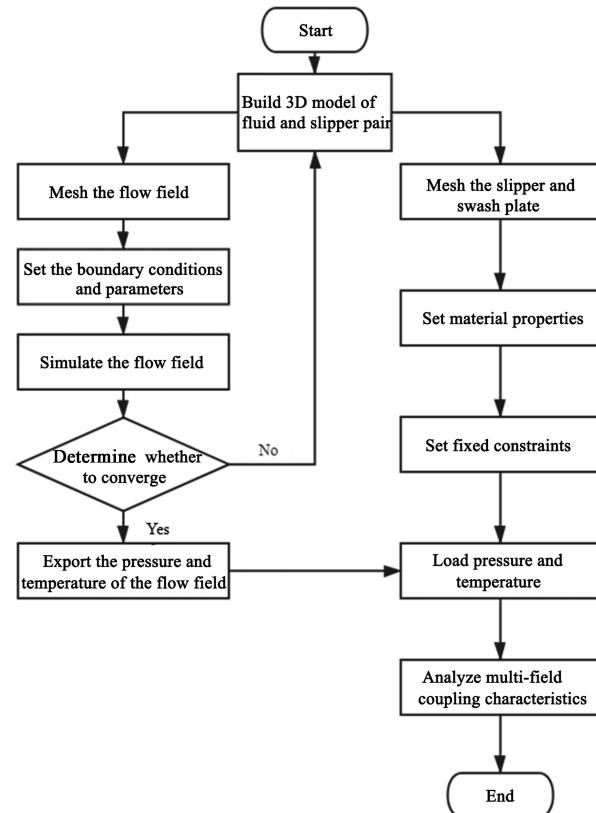


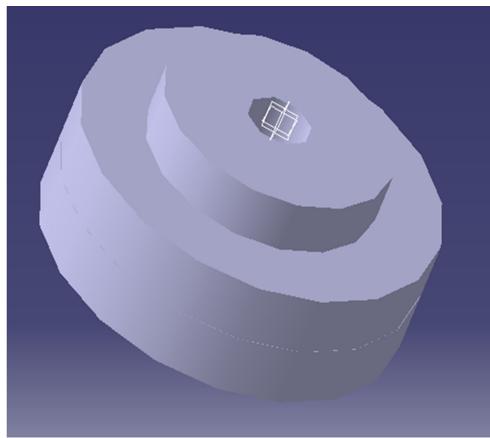
图 2 滑靴副多场耦合仿真计算流程图  
Fig.2 Flow chart of multi-field coupling calculation of slipper pair

图 2 为滑靴副流-固-热多场耦合仿真计算流程图.运用 Fluent 中压力求解器对流场进行求解,得到流体的压力场、速度场,然后将计算的结果加载到滑靴和斜盘上,得到滑靴副变形量、应力和应变,此时得到的是流体对滑靴副产生的包括热变形和弹性变形的热力耦合变形.

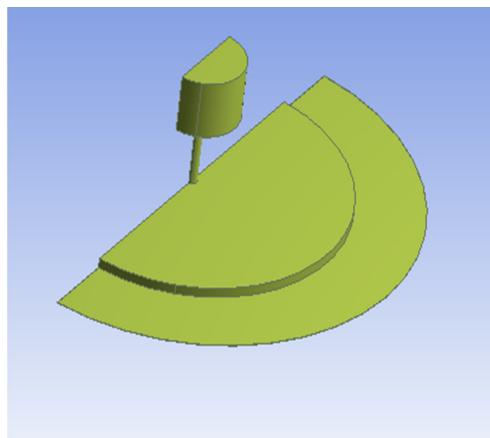
## 2 滑靴副有限元建模

### 2.1 三维模型的建立

按照对滑靴副中流体的若干假设,对流场进行有限元建模.选用 CATIA 对滑靴和斜盘进行三维建模.由于滑靴副和流体属于高度对称的三维模型,所以在 ANSYS 中只需要计算一半的物理模型,这样既可以降低模型的复杂度,又可以减少因网格数量过高带来的计算冗长且不易收敛的问题.



(a) 几何模型  
(a) Geometry model



(b) 流场模型  
(b) Flow field model

图3 有限元模型图  
Fig.3 Finite element model

运用布尔运算中的 Unite 命令将生成的两个几何体合并成一个几何体,再以滑靴副为操作体生成所需要的流体,将滑靴副和流体分割成一半,如图 3 所示。利用 Fluent 中布尔运算生成流场模型,进而在 Fluent 中对其进行仿真分析。

## 2.2 流场物理参数的定义

在三维模型建立完毕后,要对滑靴副流场中的流体赋予其物理属性,不仅包括流体的介质,还有流体的各项物理参数,比如:密度、动力黏度、比热容等等,本文对研究的滑靴副中的流体介质赋予液压油,主要参数如表 1 所示。在滑靴和斜盘的配对材料上分别选用黄铜和球墨铸铁,表 2 为滑靴和斜盘的材料物理性能参数。

滑靴副是关于  $XOY$  平面的对称体,滑靴和斜盘的材料都具有一定的弹塑性,由第四强度理论可

知,材料的 von Mises 等效应力可表示为:

$$\sigma_e = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_r - \sigma_\theta)^2 + (\sigma_\theta - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_r)^2]} \quad (6)$$

式中,  $\sigma_r$  为直径方向应力;  $\sigma_\theta$  为圆周方向应力;  $\sigma_z$  为  $z$  轴方向应力。

则应力增量  $\Delta\sigma$  和应变增量  $\Delta\epsilon$  为:

$$\begin{cases} \Delta\sigma = D_{ep} \cdot \Delta\epsilon \\ D_{ep} = m_a \cdot D_e + (1 - m_a)D_p \end{cases} \quad (7)$$

式中,  $D_e$  为弹性矩阵;  $D_p$  为塑性矩阵;  $D_{ep}$  为弹塑性矩阵。

$0 \leq m_a \leq 1$ , 当  $m_a = 1$  时,  $D_{ep} = D_e$ , 材料单元在弹性区; 当  $m_a = 0$  时,  $D_{ep} = D_p$ , 材料单元在塑性区; 当  $0 < m_a < 1$  时, 材料单元在弹塑性区。

滑靴和斜盘的材料均为金属材料,因而它们的物理属性具有相似性。在实际工作中,由于滑靴副中油液的黏性摩擦引起的发热导致滑靴副既有弹性应变  $\Delta\epsilon_e$  又有热应变  $\Delta\epsilon_T$ , 因此应变增量可表示为  $\Delta\epsilon$ :

$$\begin{cases} \Delta\epsilon = \Delta\epsilon_e + \Delta\epsilon_T \\ \Delta\epsilon = \alpha_m \Delta T (1 \ 1 \ 1 \ 0 \ 0 \ 0)^T \end{cases} \quad (8)$$

式中,  $\alpha_m$  为材料的线性膨胀系数;  $\Delta T$  为温差。

表 1 液压油属性  
Table 1 Hydraulic oil properties

Parameters	Hydraulic oil
Density	860
Specific heat capacity	1880
Thermal conductivity	0.12

表 2 滑靴副材料物理性能参数  
Table 2 Material parameters of slipper pair

Parameters	Slipper	Swash plate
Density	8500	7300
Specific heat capacity	390	460
Thermal conductivity	92	54.4
Coefficient of linear expansion	18.8	11
Modulus of elasticity	90	154
Poisson's ratio	0.32	0.3

## 2.3 网格划分

首先在 CATIA 中绘制滑靴副草图,根据实际的滑靴和斜盘几何尺寸参数,对滑靴副的几何物理

模型进行简化处理,由于斜盘的简化模型比较简单,所以滑靴和斜盘的草绘在一个零件图中完成,这样方便生成高质量的网格,以便于后续流场的计算仿真达到一定的收敛精度,二维草图如图 4 所示。

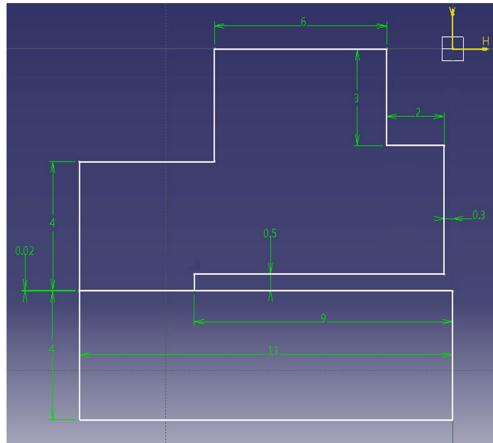
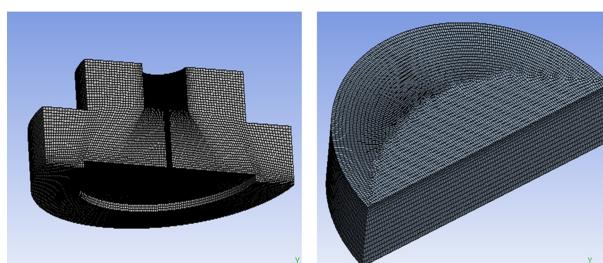


图 4 滑靴副二维草图

Fig.4 Two-dimensional sketch of slipper pair

采用对滑靴和斜盘 ANSYS 中自带的 Meshing 进行网格划分,对滑靴和斜盘与流体的流固耦合交界面网格进行加密处理,这样有利于将流体得到的压力和温度输入到滑靴副时计算结果收敛。网格划分结果如图 5 所示,滑靴总共生成 31407 个节点,295488 个网格单元;斜盘总共生成 95285 个节点,86960 个网格单元。



(a) 滑靴网格

(b) 斜盘网格

(a) The grid of the slipper (b) The grid of the swash plate

图 5 滑靴与斜盘网格图

Fig.5 The grid of slipper and swash plate

由滑靴副流场的建模可知,液压油从入口流入,途经阻尼管,然后进入滑靴副密封带内。油液的流动方向与滑靴副 Y 轴方向一致。油液在中心油腔室内流动,沿着滑靴与斜盘的圆盘缝隙形成一层薄油膜,起着动态润滑的作用,因为流固耦合交界面的重要性,对其面网格进行局部加密处理,滑靴副流体划分网格如图 6 所示,共生成 116313 个节点,514705 个网格单元。

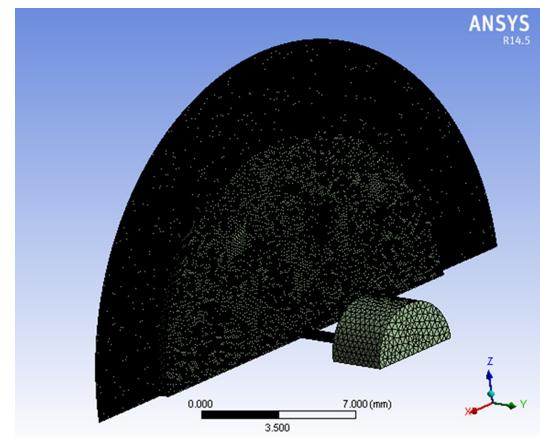


图 6 流体网格

Fig.6 Grid of flow field

## 2.4 边界条件及仿真参数设定

由于流体力学中要求解非线性的方程,在求解过程中,控制变量的变化是很有必要的,可通过松弛因子来实现,它控制变量在每次迭代中的变化,也就是说,变量的新值为原值加上变化量乘以松弛因子。松弛因子可以控制收敛的速度和改善收敛的状况,当其值大于 1 时,为超松弛因子,加快收敛速度;小于 1 时,为欠松弛因子,改善收敛的条件。Fluent 里用的是欠松弛因子,主要防止两次迭代值相差太大引起发散。松弛因子的值在 0~1 之间,越小表示两次迭代值之间变化越小,也就越稳定,但收敛也就相对越慢。本文将默认的松弛因子 0.7 改为 0.5,这有利于仿真计算的稳定性,但是计算过程相对而言会较长。

对流体和固体中入口、出口、流固耦合界面、流体和固体的对称面以及流体和固体的外表面进行命名。选择流体的流态为层流状态,定义压力入口、压力出口、流体和固体的对称面以及壁面,将滑靴与流体、斜盘与流体的流固耦合交界面进行耦合处理,以便于流-固-热多场耦合的仿真分析。修改松弛因子,将设置好的流体边界条件用标准的计算方法初始化,开始进行仿真计算。

## 3 仿真结果与分析

### 3.1 不同工作压力对油液的影响

图 7 为 28MPa 油液压力场分布图,由图可得油液的压力分布从中心油腔到滑靴副圆盘边缘呈

递减趋势.油液从中心油腔流向滑靴副圆盘缝隙时压力为22.4MPa,增加了5.6MPa,此时油液对滑靴副的冲击增强.由于压力的变化在压力分布图中显示的不够清晰,因而提取油液在Y轴方向上的压力,分析油液从中心油腔流到滑靴副圆盘时的压力变化,提取压力位置如图7所示.

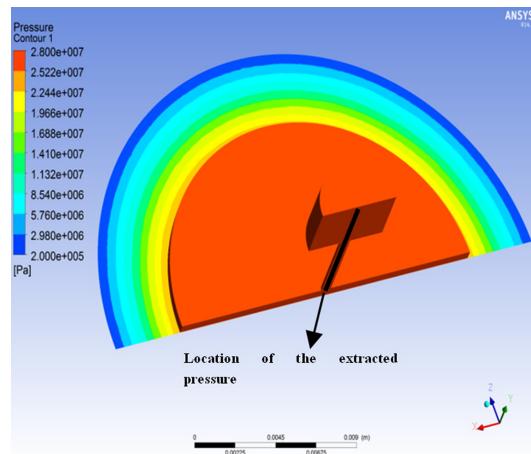


图7 油液压力场分布图  
Fig.7 Oil pressure field

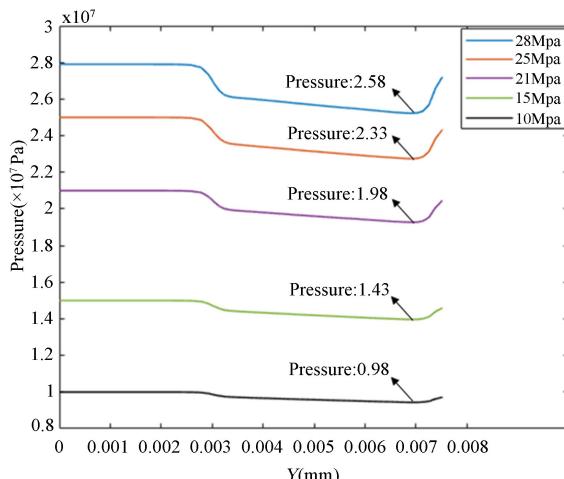


图8 不同工作压力油液Y轴线上压力变化曲线图  
Fig.8 Pressure variation curve of oil on Y-axis under different working pressures

图8为不同工作压力油液Y轴线上压力变化曲线图.当油液流经阻尼管路时,对应图8中Y值变化为0.003~0.007mm.由图可得,28MPa油液在阻尼管路的压力损失为2.2MPa;25MPa油液在阻尼管路中压力损失约为1.7MPa.当油液工作压力为15MPa和10MPa时,油液在阻尼管内的压力损失分别为0.7MPa和0.2MPa.由此可得油液在阻尼管路中压力损失随工作压力减小而减小,油腔边缘

压力也随着工作压力减小而降低,说明在低压下工作,油液对滑靴的冲击变小,但是可能导致油膜的撑开力不足,滑靴与斜盘金属表面局部直接接触,产生摩擦磨损,减少柱塞泵的使用寿命.

图9为不同工作压力油液速度3D流线图,由图可以清晰地看到油液流动的轨迹.通过对比不同工作压力下油液的流线图可知,当工作压力为10MPa和15MPa时,油液的最大速度分别为27.87m/s和40.39m/s.在这两种工作压力下,油液流速在局部都有小范围内的涡旋.10MPa时,只存在一个明显涡旋,但是其油膜撑开力可能不足以让滑靴副正常工作.15MPa时,在油腔内油涡个数增加为三个,此时滑靴会产生较大的倾侧,滑靴副可能产生倾覆现象.当油液工作压力为21MPa时,油液的最大速度为54.49m/s,当油液在中心油腔内流动时,产生三个涡旋,此时油液流动轨迹明显.工作压力为25MPa时,油液最大流速为63.20m/s,最大速度同样出现在阻尼管中.从25MPa油液速度3D流线图可得,由于流体从阻尼管路流向中心油腔时速度过大,在接合处油液产生局部涡旋,涡旋增加至三个,这进一步加剧了滑靴副的振动和噪声.当工作压力为28MPa时,油液最大流速为69.79m/s.由于速度比较大,从阻尼管流出来的液体出现大量的涡旋,这严重影响滑靴副的稳定工作.此时油涡尺寸明显变大,而且在涡旋的附近油液流线密度很大,可能导致滑靴和斜盘的润滑出现不稳定因素.因此,当油液工作压力增大时,油液的流速增大且更容易产生涡旋,可能会影响滑靴副工作的稳定性.

### 3.2 不同工况下油液对滑靴副影响

为了进一步研究不同工况下油液对滑靴副的影响,结合油液的不同工作压力、不同温度来对滑靴副的热力耦合变形、应力进行分析对比.

图10反映了不同工况下滑靴副的总变形量,对比21MPa,50°C和21MPa,55°C滑靴副总变形量分布图可知,在工作压力不变的情况下,入口温度的增大,使得油液微粒间的碰撞加剧,热力耦合变形变大,最大总变形量增加0.392μm,变形量的分层变多,更加清晰,最大变形量区域扩大.除此之外不难看出滑靴副的总变形量随着工作温度以及工作压力的升高均有显著提高.通过对比28MPa,

50°C以及15MPa, 55°C两种工况下, 滑靴副总变形量可以看出油液温度升高, 压力减小, 滑靴副的最大

变形量依然增大, 由此可见, 温度的升高比工作压力的增加对滑靴副的变形量影响更大.

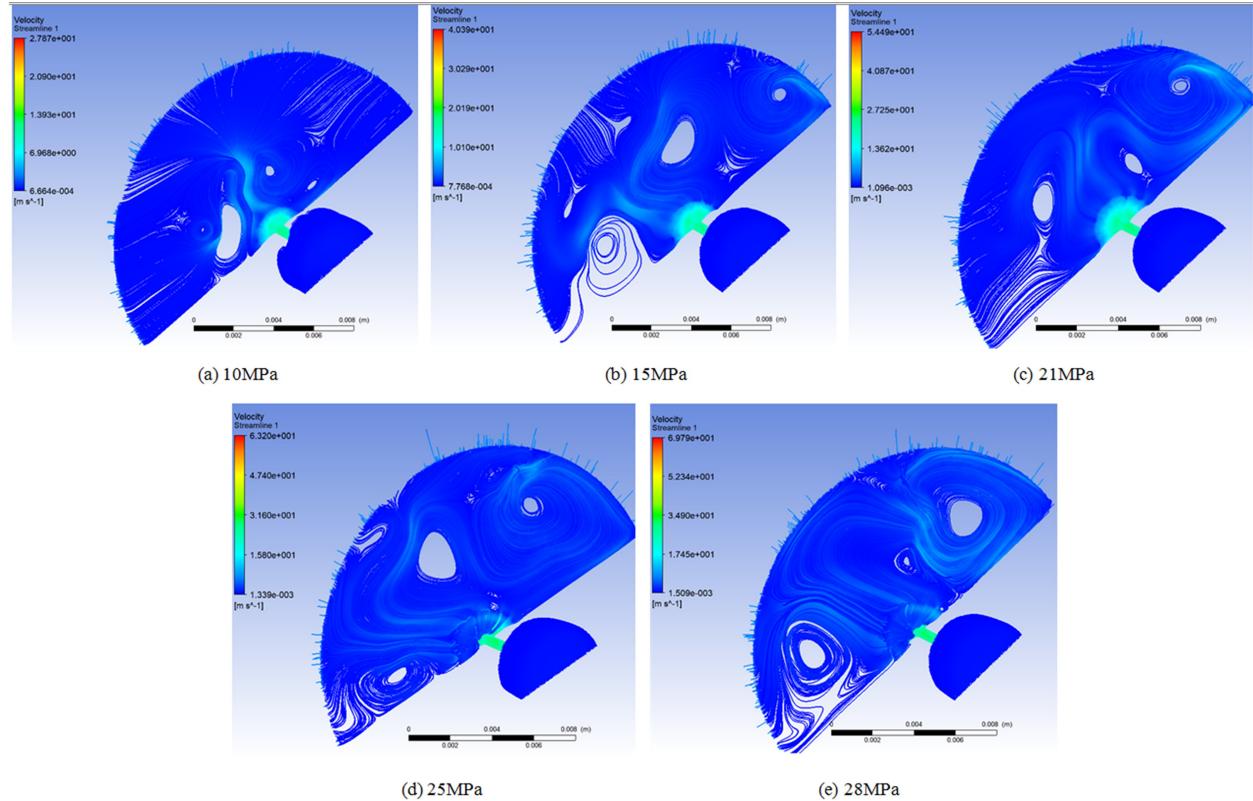


图9 不同工作压力油液速度流线图  
Fig.9 The oil streamline diagram under different working pressures

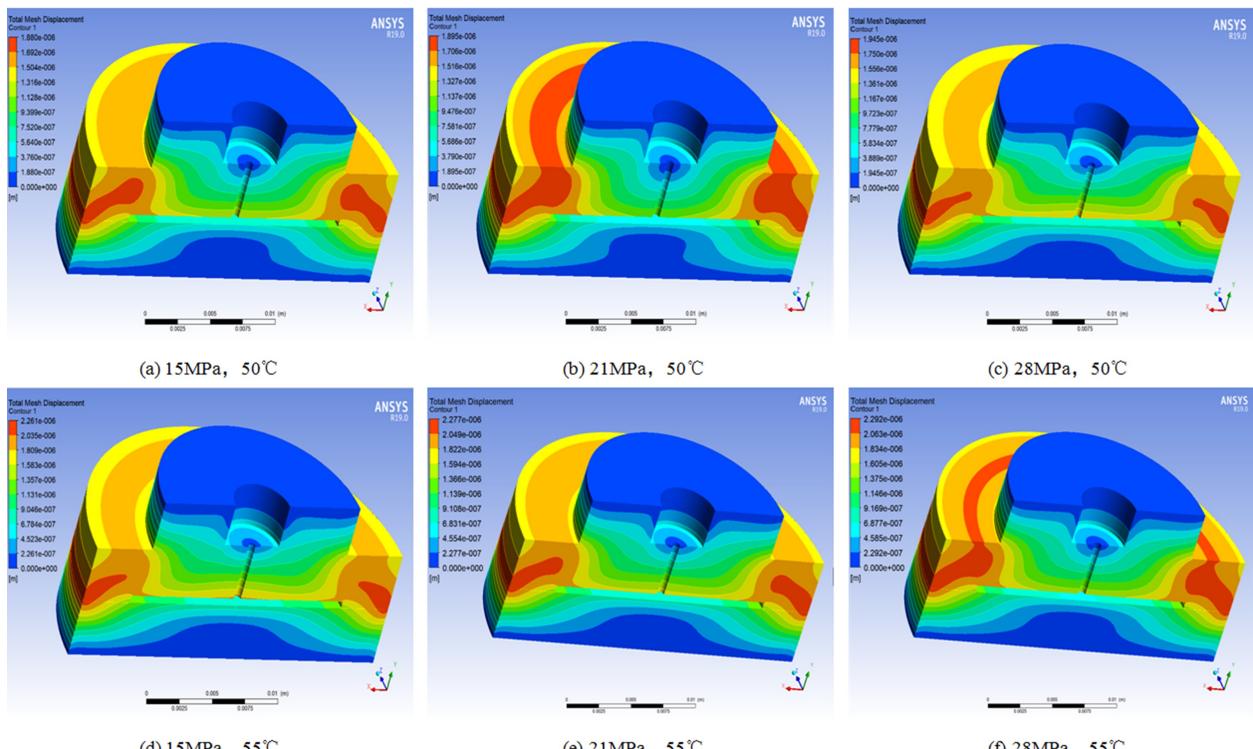


图10 不同工况下, 滑靴副总变形量分布图  
Fig.10 The total deformation of the slider pair under different working conditions

图11为滑靴副在不同工况下的等效应力分布图,可以看出滑靴副的最大应力出现在油液出口的流固耦合交界面附近固体区域,由于该处是滑靴副热挤压比较显著的地方,所以此处应力比较集中;最小应力出现在斜盘中心处。通过对比不同工况下滑靴副的最大应力不难看出最大应力随着油液工作温度

以及工作压力的升高均有提高,且通过对比21MPa,50℃、28MPa,50℃以及21MPa,55℃三种工况下滑靴副的最大应力可以看出,当油液温度不变压力升高时,滑靴副最大应力增加14.7MPa,当油液温度升高且压力不变时,滑靴副最大应力增加65.8MPa。由此可得油液温度对滑靴副最大应力有着更大的影响。

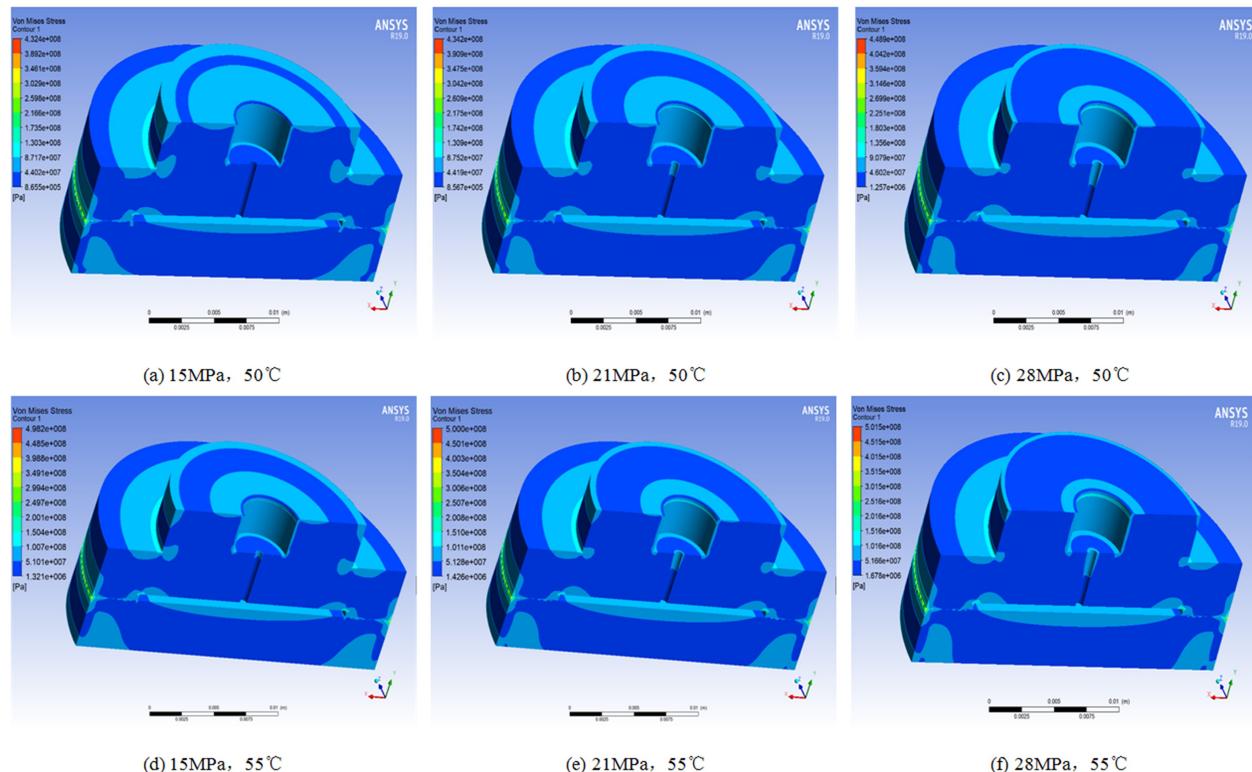


图11 不同工况下滑靴副应力分布图  
Fig.11 Stress distribution of the slipper pair under different working conditions

## 4 结论

本文以工程中常用的轴向柱塞泵为研究对象,利用理论分析、有限元仿真等方法对液压系统滑靴副的流-固-热多物理场耦合特性进行研究,分析了不同压力、温度的流场对滑靴副结构的影响,为滑靴副的结构设计提供了一定的技术支持。主要结论如下:

(1)运用有限元软件对滑靴副流场进行建模以及仿真分析,对比了在不同工作压力下,滑靴副内部流场的压力场、速度场的变化规律。结果表明:油液在阻尼管路中的压力损失会随着工作压力的变大而增加。当工作压力增大时,中心油腔涡旋大小随着压力的增加而变大,加剧滑靴副产生的振动;当工作压力较小时,涡旋数量随压力的减小而减

少,有利于改善系统的振动。

(2)将获得的流场压力、温度场作用于滑靴和斜盘上,对滑靴副流-固-热多物理场进行有限元仿真,对比了不同工况下油液对滑靴副工作特性的影响获得如下结论:滑靴副的最大变形量出现在油腔边缘区域,并且在油膜边缘附近固体区域出现最大应力;仿真结果发现随着工作压力和工作温度升高,滑靴副的最大应力和最大变形量均明显增加,且在不同工作压力和温度下,油液温度对滑靴副变形量、应力影响更大。

## 参考文献

[1] CANBULUT F, YILDIRIM S, SINANO GLU C. Design of an artificial neural network for analysis of frictional power loss of hydrostatic slipper bearings

[J]. Tribology Letters, 2004, 17(4): 887—899.

[2] WIECZOREK U, IVANTYSYNOVA M. CASPAR-a computer-aided design tool for axial piston machines [C]//Bath Workshop on Power Transmission and Motion Control, University of Bath, Bath. 2000: 113—126.

[3] KAZAMA T. Thermohydrodynamic lubrication analysis of hybrid thrust bearings (Modeling of a slipper used in swash plate type axial piston pumps/motors) [J]. Transaction of Japan Fluid Power System Society, 2009, 40(2): 30—35.

[4] IBOSHI N, YAMAGUCHI A. Characteristics of a slipper bearing for swash plate type axial piston pumps and motors: 1st report, theoretical analysis [J]. Bulletin of Japan Society of Mechanical Engineers, 1982, 25(210): 1921—1930.

[5] BERGADA J M, KUMAR S, DAVIES D L, et al. A complete analysis of axial piston pump leakage and output flow ripples [J]. Applied Mathematical Modelling, 2012, 36(4): 1731—1751.

[6] BERGADA J M, HAYNES J M, WATTON J. Leakage and groove pressure of an axial piston pump slipper with multiple lands [J]. Tribology Transactions, 2008, 51(4): 469—482.

[7] HUANG C C, IVANTYSYNOUA M. A new approach to predict the load carrying ability of the gap between valve plate and cylinder block [C]//Bath Workshop on Power Transmission and Motion Control PTMC Bath, Sep. 10-12, 2003, Bath. 2003: 225—239.

[8] HUANG C C. Caspar based slipper performance prediction in axial piston pumps [C]// Proceedings of Third FPNI PhD Symposium, June 30-July 2, 2004, Terassa. 2004: 229—238.

[9] 符江锋, 李华聪, 曾夏青. 航空燃油柱塞泵滑靴副混合润滑特性数值仿真 [J]. 北京航空航天大学学报, 2018, 44(5): 939—950.  
FU J F, LI H C, ZENG X Q. Numerical simulation of mixed lubrication characteristics of slipper pair in aircraft fuel piston pump [J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2018, 44(5): 939—950. (in Chinese)

[10] 汤何胜, 阎耀保, 李晶. 轴向柱塞泵滑靴副间隙泄漏及摩擦转矩特性 [J]. 华南理工大学学报(自然科学版), 2014, 42(7): 74—79.  
TANG H S, YIN Y B, LI J. Clearance leakage and friction torque characteristics of slipper pair in axial piston pump [J]. Journal of South China University of Technology (Natural Science Edition), 2014, 42(7): 74—79. (in Chinese)

[11] 马纪明, 李齐林, 任春宇. 轴向柱塞泵/滑靴副润滑磨损的影响因素分析 [J]. 北京航空航天大学学报, 2015, 41(3): 405—410.  
MA J M, LI Q L, REN C Y. Influence factors analysis on wear of hydraulic axial piston pump/sliper pair [J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2015, 41(3): 405—410. (in Chinese)

[12] 马纪明, 申亚勇, 李齐林. 基于 CFD 的斜盘/滑靴副油膜特性分析 [J]. 北京航空航天大学学报, 2016, 42(2): 265—272.  
MA J M, SHEN Y Y, LI Q L. Oil film analysis of swash plate/sliper pair based on CFD [J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2016, 42(2): 265—272. (in Chinese)

[13] 刘桓龙, 柯坚, 王国志, 等. 水压滑靴副的润滑特性 [J]. 机械工程学报, 2006, 42(3): 36—39.  
LIU H L, KE J, WANG G Z, et al. Lubrication characteristics of hydraulic slipper pair [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2006, 42(3): 36—39. (in Chinese)

[14] 刘桓龙, 柯坚, 于兰英. 水压滑靴副的动静压混合润滑特性研究 [J]. 中国机械工程, 2011, 22(15): 1802—1805.  
LIU H L, KE J, YU L Y. Research on dynamic and hydrostatic lubrication characteristics of water hydraulic slipper friciton pairs [J]. China Mechanical Engineering, 2011, 22(15): 1802—1805. (in Chinese)

[15] 徐兵, 李迎兵, 张斌, 等. 轴向柱塞泵滑靴副倾覆现象数值分析 [J]. 机械工程学报, 2010, 46(20): 161—168.  
XU B, LI Y B, ZHANG B, et al. Numerical simulation of overturning phenomenon of axial piston pump slipper pair [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46(20): 161—168. (in Chinese)

[16] 童章谦. 轴向柱塞泵结构辐射噪声的分析与研究 [D]. 浙江: 浙江大学, 2012.  
TONG Z Q. Research on the structural emission nosie of axial piston pump [D]. Zhejiang: Zhejiang University, 2012.

[17] 许耀铭. 油膜理论与液压泵和马达的摩擦副设计 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1987.  
XU Y M. Oil film theory and the design of friction pairs for hydraulic pumps and motors [M]. Beijing: China Machine Press, 1987 (in Chinese)