基于CFD内流耦合仿真的燃油柱塞泵滑靴副动态润滑特性研究*

朱嘉兴，李华聪，刘　静，符江锋

（西北工业大学 动力与能源学院，陕西 西安 710072）

摘　要：针对航空燃油柱塞泵滑靴副自适应油膜的动态润滑问题，基于牛顿拉夫逊方法，建立了考虑滑靴副油膜支承作用与其动力学状态动态耦合关系的滑靴副润滑计算模型。在此基础上，计入前级部件内流作用对油膜特性的影响，通过CFD内流分析和Reynolds润滑模型相结合的仿真方法，对航空柱塞泵滑靴副及其前级部件进行了一体式联合仿真研究。研究结果表明：仿真与试验结果的误差保持在4.3%以内，CFD仿真方法可以实现对滑靴副前级部件内流场的准确模拟；转速从4kr/min增至5kr/min时，膜厚的最大倾覆值减小至原数值的27.15%，并且低压区滑靴厚度变化率的增大率最大可达62.02%；而出口压力增大率为66.7%时，引起全周期内膜厚变化率波动幅度不同程度的增大；在转动周期内，滑靴的自适应润滑效果通过油膜厚度场和压力场的耦合变化形成自适应动压支承效应来实现。

关键词：燃油柱塞泵；滑靴副；润滑模型；动态润滑特性

中图分类号：V228.1　　**文献标识码**：A　　**文章编号**：1001-4055（2019）06-1370-12

DOI：10.13675/j.cnki. tjjs. 180461

Research on Dynamic Lubrication Characteristics of Slipper Pair in Aviation Fuel Piston Pump Based on CFD Internal Flow Coupling Simulation

ZHU Jia-xing，LI Hua-cong，LIU Jing，FU Jiang-feng

（College of Power and Energy，Northwestern Polytechnical University，Xi'an 710072，China）

Abstract：To solve the dynamic lubrication problem of adaptive fuel film inside slipper pair of aero-engine fuel piston pump，a calculation model of slipper pair overturning was established. The model was based on Newton-Laphson algorithm，which in consideration of the coupling relationship between film hydrodynamic bearing and dynamic state of slipper. On this basis，the integrated simulation study on slipper pair and the front parts of a certain aviation piston pump was developed. Considering the influence of the flow inside the front part on the oil film characteristics，a simulation method combining CFD internal flow analysis with Reynolds lubrication model was used in the study. The simulation results show that the CFD simulation results agree with the experimental results，and the error is 4.3%. When the rotational speed increases from 4kr/min to 5kr/min，the maximum overturning value of film thickness decreases to 27.15% of the original value，and the maximum increase rate of the thickness change rate in the low pressure region reaches 62.02%. When the increase rate of outlet pressure is 66.7%，the fluctuation amplitude of film thickness change rate in the whole cycle increased to varying degrees. In the rotation period，the slipper achieve adaptive lubrication effect through the coupling change of film thickness and pressure field，which cause an adaptive dynamic pressure bearing.

* **收稿日期**：2018-07-24；**修订日期**：2018-10-31。

作者简介：朱嘉兴，博士生，研究领域为航空燃油泵建模与仿真。E-mail：zhujx@mail.nwpu.edu.cn

通讯作者：李华聪，博士，教授，研究领域为航空动力控制装置及控制系统设计与仿真技术。E-mail：lihuacong @nwpu.edu.cn

Key words：Fuel piston pump；Slipper pair；Lubrication model；Dynamic lubrication characteristics

1 引　言

由于柱塞泵结构简单、响应快速的优点，被广泛使用于航空发动机供油系统。滑靴副是柱塞泵的重要润滑和密封接口，由于工作在高压重载的恶劣环境下极易发生磨损，其摩擦学问题一直是研究人员关注的重点。在柱塞泵运行过程中，通过形成滑靴副间隙内的自适应油膜可起到减磨损耗的作用，其润滑特性和承载力、泄露量和功耗等柱塞泵性能指标有着极为密切的联系，所以建立准确描述滑靴副自适应油膜润滑状态的数值计算模型是研究柱塞泵摩擦学问题的关键步骤。

早期针对柱塞泵滑靴副润滑问题的研究重心主要集中于实验测量、试验数据拟合计算和动力学建模等方面[1-2]，结果缺乏满意的精度。近年来随着计算机技术的不断发展和推广，数值计算方法被广泛应用于滑靴副润滑问题的计算中。Wieczorek等[3]提出了柱塞泵仿真模型CASPAR，实现了对滑靴-斜盘，柱塞-缸体和缸体-配油盘间隙内油膜的润滑特性计算。Bergada，Kumar等[4-5]建立了一种静态润滑计算模型，通过求解N-S方程对滑靴副和柱塞副间隙油膜进行了仿真分析。Tang等[6]针对滑靴副润滑特性进行了多场耦合数值研究，在计算中考虑了温粘效应的影响。Chao等[7]提出了一种新型的雷诺方程和速度边界理论，该理论考虑了滑靴在运动中微观层面上的自转作用。徐兵和李迎兵等[8-9]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。刘恒龙等[10]建立了滑靴副动静压混合润滑计算模型，并在此基础上探究了高性能水压润滑结构。马纪明等[11]基于ALE描述方法提出了一种针对于滑靴副的CFD分析方法，以此验证了其提出的基于液动力描述公式的膜厚解析法的准确性。周继陈等[12]对静压支承下的油膜特性进行了相关研究，但忽略了滑靴倾覆作用。胡纪滨等[13]采用仿真与实验相结合的方式探索了滑靴副稳态下动压承载规律。此外，热结构及热力学模型同样被用于滑靴副的热-弹流体特性的数值仿真研究[14-17]中。

综上所述，国内外研究人员对滑靴副油膜的润滑性能进行了大量研究，但这些研究对于滑靴副前级部件内流场以及滑靴复杂受力状态的影响考虑较少。而航空燃油柱塞泵多采用一体式结构设计，各工作部件和摩擦副相互影响，进行复杂的协同工作以完成对燃油的增压。其中滑靴副的前级部件——柱塞部件和配流部件的内流场作用对滑靴副润滑特性的影响最为显著。由于其结构的复杂性，通过实验的方式进行内流研究耗时耗资，并且难以得到高精度的结果用于滑靴副润滑计算。此外，滑靴在斜盘上的宏观运动中，在微观上始终处于复杂的动力学状态，这也对其润滑性能产生影响。

本文采用一种混合式仿真分析方法进行了滑靴副油膜动态润滑特性研究，该仿真方法可实现滑靴副及其前级部件的一体式联合计算分析，计入了前级部件内流对于滑靴副润滑特性的耦合影响。基于牛顿拉夫逊方法建立的滑靴副计算模型，充分考虑了滑靴所处动力学环境对其油膜形态和润滑特性的影响。

2 滑靴副自适应油膜润滑计算理论

2.1 滑靴油室压力阻尼模型

为达到更好的动力学平衡状态，航空柱塞泵常在滑靴内部开设阻尼管，流体可通过柱塞内腔流经滑靴阻尼管到达滑靴中心油室，产生较为理想的静压支承作用。

在具体计算滑靴中心油室压力时，可将复杂的内部结构看作一种组合阻尼结构，代表滑靴和斜盘间的间隙以及滑靴阻尼管所产生的阻尼作用。基于流量的连续性关系可得阻尼关系式为

$$p_{\mathrm{ro}} = \frac{3d_{\mathrm{c}}^{4}\ln\dfrac{r_{\mathrm{in}}}{r_{\mathrm{out}}}p_{\mathrm{pi}} + 64l_{\mathrm{c}}p_{\mathrm{pu}}h^{3}}{3d_{\mathrm{c}}^{4}\ln\dfrac{r_{\mathrm{in}}}{r_{\mathrm{out}}} + 64l_{\mathrm{c}}h^{3}} \tag{1}$$

式中p_{ro}为滑靴中心油室压力，d_{c}，l_{c}为阻尼管几何结构参数，p_{pi}为柱塞腔油压，h为滑靴膜厚，p_{pu}为泵体油压，r_{in}和r_{out}为滑靴的内外半径。该式反映了滑靴副中心油室压力与其膜厚值的阻尼关系，中心油压的数值同时可作为滑靴倾覆计算模型的边界条件，对其油膜压力分布产生影响。

2.2 滑靴副动力学模型

滑靴副的油膜形态主要受到运动产生的外部作用力、滑靴副动压油膜产生的支承力以及微凸体物理接触产生的接触力的复合作用，滑靴副的受力情况如图1所示。

滑靴副所受外部作用力主要为：柱塞腔油压作用力F_{pi}，滑靴和柱塞的惯性力F_{m}，柱塞与柱塞腔产生

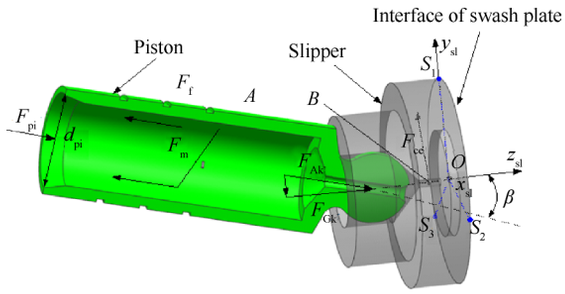


Fig. 1 External forces of the slipper

的摩擦力 F_f，滑靴做圆周运动所产生的离心力 F_{ce}，各外部作用力的数学表达式为

$$\begin{bmatrix} F_{pi} \\ F_m \\ F_{ce} \\ F_f \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dfrac{\pi d_{pi}^2}{4} p_{pi} \\ (m_{sl} + m_{pi})\omega^2 r_c \tan\beta\cos\varphi \\ m_{sl}\omega^2\rho \\ 2\pi r_{out} l_f \mu \dfrac{v_k}{\bar{h}} \end{bmatrix} \tag{2}$$

式中 d_{pi} 为柱塞外径，m_{sl} 和 m_{pi} 分别为滑靴和柱塞的质量，ω 为角速度，r_c 为分布圆半径，β 为斜盘角度，μ 为燃油粘度，φ 为滑靴位置角，ρ 为滑靴球心矢径，l_f 为柱塞的腔内长度，v_k 为柱塞速度，$\bar{h}$ 为柱塞副的平均膜厚，对柱塞副膜厚数值计算结果求平均取为 2μm。将上述作用力转化为法向作用力 F_{Gk} 以及倾覆力矩 M_x 和 M_y。

$$\begin{bmatrix} F_{Gk} \\ M_x \\ M_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dfrac{F_{Ak}}{\cos\beta} \\ F_{ce} l_{so}\cos\beta \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dfrac{F_{pi} + F_m + F_f}{\cos\beta} \\ m_{si} l_{so}\omega^2\rho\cos\beta \\ 0 \end{bmatrix} \tag{3}$$

式中 l_{so} 为滑靴质心距离斜盘的垂直距离，F_{Ak} 为滑靴沿柱塞腔的轴向作用力。

滑靴所受的流体力 F_{fl} 与流体力矩 M_{fx}，M_{fy} 可由滑靴副油膜压力场积分求得，形成了滑靴副动力学模型和倾覆模型之间的耦合关系

$$\begin{bmatrix} F_{fl} \\ M_{fx} \\ M_{fy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \iint p r \mathrm{d}r\mathrm{d}\theta \\ \iint \cos\theta p r^2 \mathrm{d}r\mathrm{d}\theta \\ \iint \sin\theta p r^2 \mathrm{d}r\mathrm{d}\theta \end{bmatrix} \tag{4}$$

如图 2 所示，当滑靴运动引起的柱塞姿态极端情况下，柱塞和柱塞腔内壁发生固体接触。给出发生接触的膜厚阀值，经数值计算取 $h_{min} = 1\mu m$，使用一种简化的方法求解法向应力 δ

$$\delta = \begin{cases} \dfrac{h_{min} - h}{l_{pi}} Y & h \leqslant h_{min} \\ 0 & h > h_{min} \end{cases} \tag{5}$$

式中 Y 为弹性模量，l_{pi} 为柱塞长度。当膜厚小于阀值时，认为发生固体接触，产生接触应力。

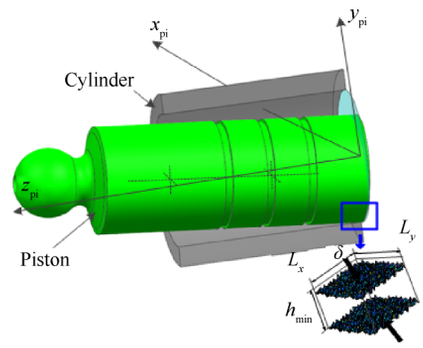


Fig. 2 Solid contact between cylinder and piston

与流体力的计算过程相似，求解应变积分可以得到接触力和接触力矩

$$\begin{bmatrix} F_{co} \\ M_{cx} \\ M_{cy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \iint \delta r \mathrm{d}r\mathrm{d}\theta \\ \int \cos\theta\delta r^2 \mathrm{d}r\mathrm{d}\theta \\ \iint \sin\theta\delta r^2 \mathrm{d}r\mathrm{d}\theta \end{bmatrix} \tag{6}$$

基于动力学模型求得的流体力，接触力与外力不存在动力学平衡关系时，柱塞将在合力方向产生相对运动，滑靴姿态和滑靴副油膜厚度均发生改变。使用图 1 中滑靴上不共线的三点 S_1，S_2 和 S_3 可以对滑靴油膜形态进行完全描述。得到柱坐标系下可描述滑靴位置副的膜厚方程为

$$h(r,\theta) = \frac{\sqrt{\frac{1}{3}}}{r_{out}}(h_b - h_c) r\sin\theta + \frac{1}{3r_{out}}(2h_a - h_b - h_c) r\cos\theta + \frac{1}{3}(h_a + h_b + h_c) \tag{7}$$

滑靴运动描述可使用膜厚的变化率表示

$$\frac{\partial h(r,\theta)}{\partial t} = \frac{\sqrt{\frac{1}{3}}}{r_{out}}(\dot{h}_b - \dot{h}_c) r\sin\theta + \frac{1}{3r_{out}}(2\dot{h}_a - \dot{h}_b - \dot{h}_c) r\cos\theta + \frac{1}{3}(\dot{h}_a + \dot{h}_b + \dot{h}_c) \tag{8}$$

2.3 滑靴倾覆模型

使用 N-S 方程和连续性方程可推导出描述滑靴副油膜压力场的雷诺方程[3]，极坐标系方程形式为

$$\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(rh^3\frac{\partial p}{\partial r}\right)+\frac{1}{r^2}\frac{\partial}{\partial\theta}\left(h^3\frac{\partial p}{\partial\theta}\right)=6\mu\left(v_r\frac{\partial h}{\partial r}+v_\theta\frac{\partial h}{\partial\theta}+2\frac{\partial h}{\partial t}\right)\tag{9}$$

式中 θ,r 分别代表滑靴副润滑区域周向和径向方向的坐标轴,v_r 和 v_θ 为油膜在坐标系下的剪切速度。式(9)为椭圆形偏微分方程,不能直接得到方程的解析解,只能通过数值计算的方法得到数值近似解。图 3 为滑靴副网格划分策略,在此基础上使用离散化方法将方程离散求解以得到数值解。本文采用有限体积法,控制容积积分的雷诺方程离散化过程为

$$\int_s^n\int_w^e\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(rh^3\frac{\partial p}{\partial r}\right)r\mathrm{d}r\mathrm{d}\theta+\int_s^n\int_w^e\frac{1}{r^2}\frac{\partial}{\partial\theta}\left(h^3\frac{\partial p}{\partial\theta}\right)r\mathrm{d}r\mathrm{d}\theta=\oint 6\mu\left(v_r\frac{\partial h}{\partial r}+v_\theta\frac{\partial h}{\partial\theta}+2\frac{\partial h}{\partial t}\right)\tag{10}$$

整理得到式(9)的离散化形式

$$A_pP_p=A_nP_n+A_sP_s+A_eP_e+A_wP_w+SS\tag{11}$$

其中

$$A_p=A_n+A_s+A_w+A_e\tag{12}$$

$$A_{n,s}=\frac{r_{n,s}h_{n,s}^3\Delta\theta}{\mu(\delta r)_{n,s}}\tag{13}$$

$$A_{e,w}=\frac{\frac{1}{r_{e,w}}h_{e,w}^3\Delta r}{\mu(\delta\theta)_{e,w}}\tag{14}$$

$$SS=6(v_rr)_p(h_s-h_n)\Delta\theta+6(v_\theta)_p(h_w-h_e)-12\frac{\partial h(t)}{\partial t}r_p\Delta\theta\Delta r\tag{15}$$

式中带有 n,s,e,w 角标的变量代表 p 点相邻网格点处的变量值。

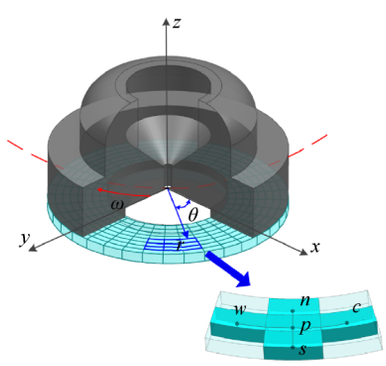


Fig. 3　Film under the slipper's sealing land

2.4　仿真方法流程

本文通过联合求解滑靴倾覆模型和滑靴动力学模型,实现滑靴副自适应油膜特性的动态计算,数值计算方法使用牛顿-拉夫逊方法。首先将动力学模型中得到的三组力与力矩转化为三组图 1 中三点处的力 F_{i1},F_{i2} 和 F_{i3}。

$$\begin{pmatrix}1 & 1 & 1\\ r_{\mathrm{out}} & -0.5r_{\mathrm{out}} & -0.5r_{\mathrm{out}}\\ 0 & -\sqrt{3}\,r_{\mathrm{out}}/2 & \sqrt{3}\,r_{\mathrm{out}}/2\end{pmatrix}\begin{pmatrix}F_{i1}\\ F_{i2}\\ F_{i3}\end{pmatrix}=\begin{pmatrix}-F_{iz}\\ -M_{ix}\\ -M_{iy}\end{pmatrix}\tag{16}$$

式中 $i=1,2,3$。

在计算过程中需要不断求解由 F_{i1},F_{i2} 和 F_{i3} 形成的非线性力平衡方程组,保证滑靴在每一时刻的平衡状态,力平衡方程如下

$$\begin{cases}\sum F_{i1}\left(\frac{\mathrm{d}h_1}{\mathrm{d}t},\frac{\mathrm{d}h_2}{\mathrm{d}t},\frac{\mathrm{d}h_3}{\mathrm{d}t}\right)=0\\ \sum F_{i2}\left(\frac{\mathrm{d}h_1}{\mathrm{d}t},\frac{\mathrm{d}h_2}{\mathrm{d}t},\frac{\mathrm{d}h_3}{\mathrm{d}t}\right)=0\\ \sum F_{i3}\left(\frac{\mathrm{d}h_1}{\mathrm{d}t},\frac{\mathrm{d}h_2}{\mathrm{d}t},\frac{\mathrm{d}h_3}{\mathrm{d}t}\right)=0\end{cases}\tag{17}$$

可见式(17)中的待求解量为油膜厚度变化率 $\mathrm{d}h/\mathrm{d}t$。基于牛顿-拉夫逊方法,将非线性方程线性化,通过雅克比矩阵修正膜厚场实现动力学环境的耦合计算,求解过程如下

$$\begin{pmatrix}\frac{\mathrm{d}h_1^{k+1}}{\mathrm{d}t}\\ \frac{\mathrm{d}h_2^{k+1}}{\mathrm{d}t}\\ \frac{\mathrm{d}h_3^{k+1}}{\mathrm{d}t}\end{pmatrix}=\begin{pmatrix}\frac{\mathrm{d}h_1^{k}}{\mathrm{d}t}\\ \frac{\mathrm{d}h_2^{k}}{\mathrm{d}t}\\ \frac{\mathrm{d}h_3^{k}}{\mathrm{d}t}\end{pmatrix}-\boldsymbol{J}^{-1}\begin{pmatrix}\sum F_{i1}\\ \sum F_{i2}\\ \sum F_{i3}\end{pmatrix}\tag{18}$$

式中 k 为迭代次数,$\boldsymbol{J}$ 为雅可比矩阵,$\left(\sum F_{i1},\sum F_{i2},\sum F_{i3}\right)^{-1}$ 为三点处合力形成的矩阵。雅可比矩阵的形式为

$$\boldsymbol{J}=\begin{pmatrix}\frac{\partial F_1\left(\frac{\mathrm{d}h}{\mathrm{d}t}\right)}{\partial\frac{\mathrm{d}h_1}{\mathrm{d}t}} & \frac{\partial F_1\left(\frac{\mathrm{d}h}{\mathrm{d}t}\right)}{\partial\frac{\mathrm{d}h_2}{\mathrm{d}t}} & \frac{\partial F_1\left(\frac{\mathrm{d}h}{\mathrm{d}t}\right)}{\partial\frac{\mathrm{d}h_3}{\mathrm{d}t}}\\ \frac{\partial F_2\left(\frac{\mathrm{d}h}{\mathrm{d}t}\right)}{\partial\frac{\mathrm{d}h_1}{\mathrm{d}t}} & \frac{\partial F_2\left(\frac{\mathrm{d}h}{\mathrm{d}t}\right)}{\partial\frac{\mathrm{d}h_2}{\mathrm{d}t}} & \frac{\partial F_2\left(\frac{\mathrm{d}h}{\mathrm{d}t}\right)}{\partial\frac{\mathrm{d}h_3}{\mathrm{d}t}}\\ \frac{\partial F_3\left(\frac{\mathrm{d}h}{\mathrm{d}t}\right)}{\partial\frac{\mathrm{d}h_1}{\mathrm{d}t}} & \frac{\partial F_3\left(\frac{\mathrm{d}h}{\mathrm{d}t}\right)}{\partial\frac{\mathrm{d}h_2}{\mathrm{d}t}} & \frac{\partial F_3\left(\frac{\mathrm{d}h}{\mathrm{d}t}\right)}{\partial\frac{\mathrm{d}h_3}{\mathrm{d}t}}\end{pmatrix}\tag{19}$$

为考虑滑靴副前级部件内流影响，本文提出了一种有限体积法、CFD模拟相结合的仿真分析方法，该仿真方法可实现滑靴副及其前级部件的一体式仿真分析，具体流程如图4所示。使用CFD工具对滑靴副前级部件的内流场进行了模拟计算，得到了反映压力脉动的柱塞腔瞬时压力曲线。并进一步通过滑靴副油室压力阻尼特性计算了滑靴副中心油室压力，该压力将作为滑靴倾覆模型的边界条件。基于滑靴倾覆数值计算模型，采用有限体积法得到了滑靴副油膜的压力分布，同时使用牛顿-拉夫逊方法实现倾覆模型和动力学模型的联合求解。

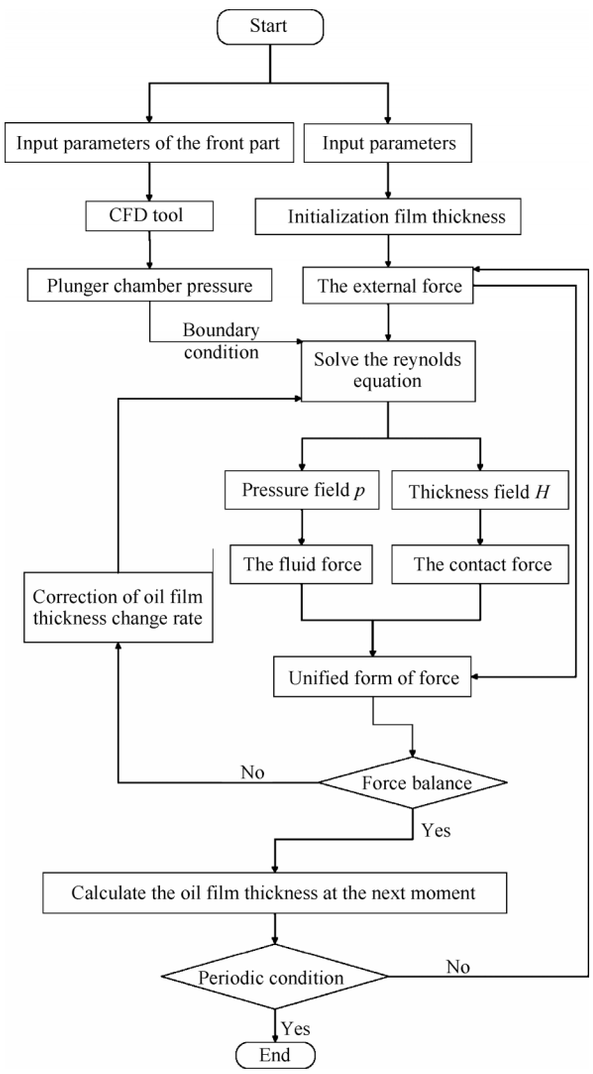


Fig. 4 Simulation procedure of slipper pair

使用膜厚场周期性闭合条件作为总体收敛条件。该模型适用于受力状态不断改变情况下的滑靴副自适应油膜润滑状态分析，可以定量计算滑靴副油膜厚度在柱塞泵运行周期内的动态变化规律以及滑靴轨迹上任意位置油膜瞬时厚度场和压力场。

3 仿真结果与分析

3.1 基于CFD的滑靴副前级部件内流仿真分析

本文研究的柱塞泵为7柱塞航空柱形缸体轴向柱塞泵，滑靴为阻尼孔型滑靴，该型柱塞泵的结构简图和实物如图5所示。

与滑靴副润滑区域相关的前级部件计算域由进出口装置、分油盘、柱塞腔以及柱塞阻尼管构成。流体由入口流入，经前级部件到达滑靴球头的中心油室。

使用PUMPLINX进行模拟计算，在计算过程中使用了流体不可压缩和绝热的假设进行合理简化，以得到满意的收敛速度。滑靴副前级部件内流域结构较为复杂，故采用非结构网格，网格划分模型如图6所示。其中待求区域总网格单元数为26656，柱塞部分的转子网格单元数为14653。对进出口、配流部件的静态计算域以及柱塞部件的动态计算域分别进行建模后，使用全隐式滑移界面技术进行连接。

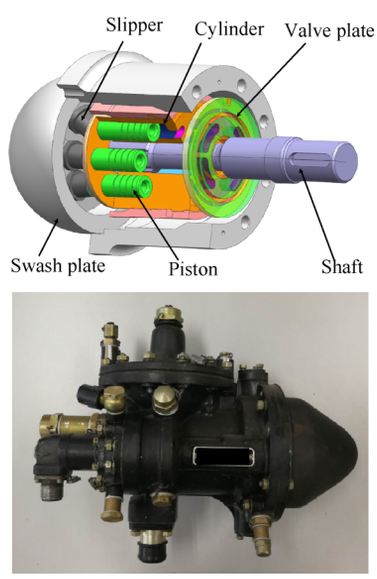


Fig. 5 Structure diagram and physical photo of piston pump

基于建立的PUMPLINX模型，选择转速为4kr/min，出口压力为15MPa的运行工况进行仿真，得到柱塞泵启动状态，稳定运行状态的压力分布图如图7所示。由图可见，启动过程从虚拟边界开始计算，高压区柱塞腔压力升高，低压区柱塞腔压力维持在低压

状态。稳定运行状态下低压区柱塞腔压力与入口压力一致，高压区柱塞腔压力与出口压力一致。

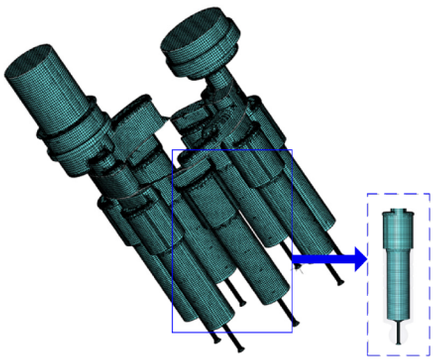


Fig. 6　Geometrical mesh of CFD model of slipper

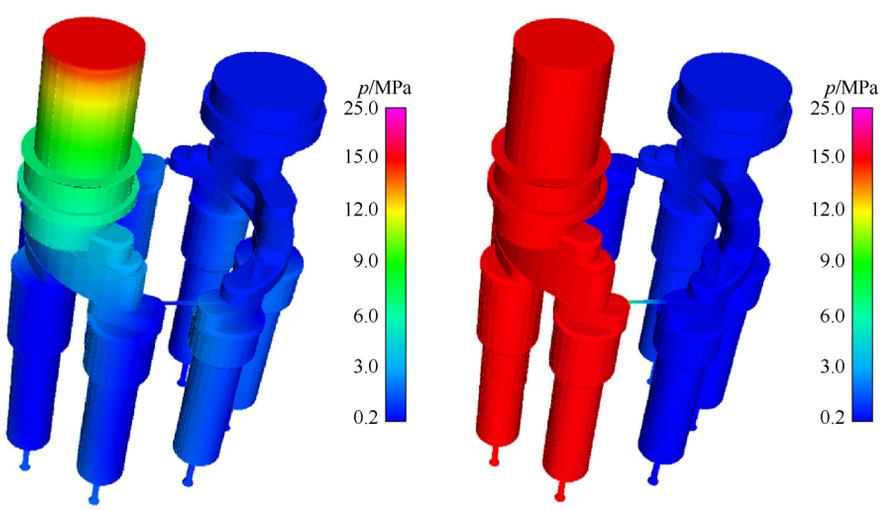
图8(a)为工况4kr/min，15MPa稳定运行状态下，转子周期内单柱塞腔内的压力分布图。由于分油盘的特殊设计结构，当柱塞处于图中6，7位置点，即高压向低压切换区域时，压力出现了液压关死的现象，柱塞腔内压力高于出口压力。而柱塞处于2，3，4时，出现了液压冲击现象，柱塞腔内部出现了压力梯度。对不同转速和进口压力下的柱塞泵的压力特性进行仿真模拟，结果如图8(b)~(f)所示，可见仿真结果均符合实际情况下柱塞泵的压力分布特征。

在仿真过程中，在柱塞腔内设置观测点，得到柱塞腔内的瞬时压力变化规律，图9为转速4kr/min，进口压力15MPa时，某一柱塞腔内的单周期瞬时压力曲线，图中θ为曲柄转角。可见在柱塞泵滑靴旋转到半周期和全周期的位置产生了一定的压力脉动，由于配流盘过渡区域的特殊结构，柱塞经过靠近上死点和下死点分油盘的过渡区时分别发生了液压冲击和液压关死，这也进一步验证了图8的结果。产生的脉动率ϕ(脉动峰值与均值的差值占均值的百分比)大约为24.51%和42.56%。此外，柱塞高压状态和低压状态下均存在压力小幅脉动且脉动凸峰的数量为柱塞数的一半。求得的柱塞腔压力瞬时曲线作为滑靴油室阻尼计算模型的输入，以求解滑靴中心油室的瞬时压力值。

图10为燃油泵外特性试验装置简图，进行柱塞泵的外特性实验并将仿真结果和试验数据进行对比，以验证CFD模拟仿真过程的准确性，结果如图11所示。从图中可以看出，仿真过程与试验的误差维持在4.3%以内。

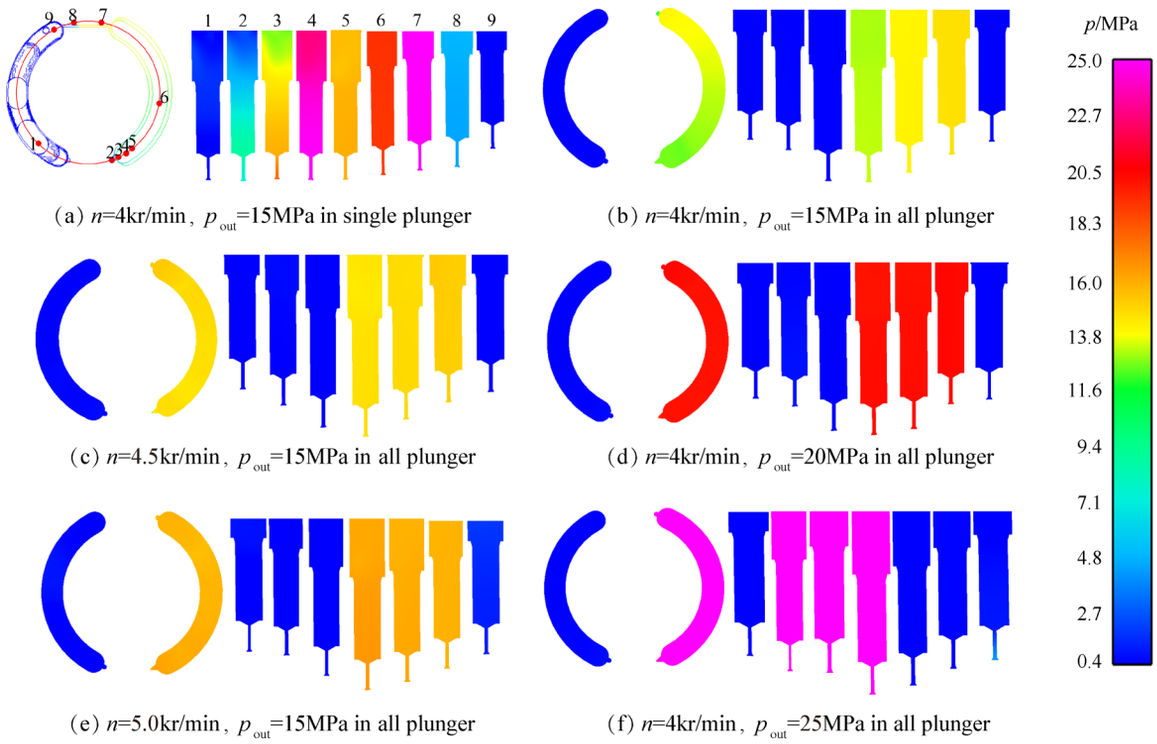
3.2　不同柱塞泵工况下滑靴副油膜特性

基于MATLAB编译环境，将上述前级部件仿真结果中的瞬时压力曲线作为滑靴倾覆模型的输入，得到了滑靴副从柱塞泵工作周期内的油膜动态特性，包括滑靴副油膜厚度以及受力情况，该特性充分反映了滑靴自柱塞泵启动到稳定的动态变化规律以及其油膜的润滑特性，如图12~14所示。当柱塞旋转过720°左右达到收敛条件，为保证收敛后滑靴油膜厚度变化规律的稳定性，对油膜厚度进行收敛后2个周期的延拓计算。将周期内相同位置的膜厚值相减再整体求和取平均值，得到延拓周期内的平均油膜厚度误差为0.065μm。可见在收敛后滑靴的油膜厚度的变化规律呈周期性，计算程序具有良好的稳



(a) In start-up state of pump　　(b) In the steady state of pump

Fig. 7　Pressure distribution inside front component under different simulation state



(a) n=4kr/min, p_{out}=15MPa in single plunger (b) n=4kr/min, p_{out}=15MPa in all plunger

(c) n=4.5kr/min, p_{out}=15MPa in all plunger (d) n=4kr/min, p_{out}=20MPa in all plunger

(e) n=5.0kr/min, p_{out}=15MPa in all plunger (f) n=4kr/min, p_{out}=25MPa in all plunger

Fig. 8 Pressure distribution inside front component under different plunger observation and pump operation conditions

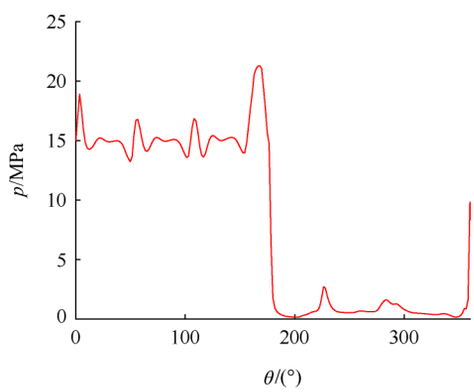


Fig. 9 Instantaneous pressure of piston chamber

定性。

图 12 反映了滑靴在旋转周期内的受力情况。仿真结果显示滑靴在运动中的接触力为 0，柱塞的姿态处于较理想的状态，与物理壁面未发生固体接触。由于压力脉动导致滑靴副所受外力而产生波动，其油膜产生的支承力为平衡外力不断改变。

图 13 和图 14 分别为滑靴副油膜厚度和油膜厚度变化率随时间的变化规律曲线。滑靴位置角在 0~180°时柱塞腔压力较大，使得滑靴所受压紧力变大，油膜厚度较小，支承作用增强。而滑靴副转过 180°后，柱塞腔接通低压进油口，此时油膜厚度逐渐上升以降低支承力来平衡变小的外力。并且当滑靴与高压区接通时，油膜厚度仍处于 9.76μm~10.32μm 的小幅震荡状态，这是由于前级部件的瞬时压力脉动造成的受力不平衡造成的。

（1） 转子转速对油膜特性的影响

保持柱塞泵其他相关运行工况不变，出口压力为 15MPa，取转速为 4kr/min，4.5kr/min 和 5kr/min 进行仿真计算。由于滑靴上各点膜厚值差值处于 0.01μm 的量级，取平均膜厚曲线以反映滑靴油膜的动态特性。图 15 为不同转速工况的滑靴平均油膜厚度曲线。

如图 15 所示，当转速增大时滑靴各点的油膜厚度变化趋势相似，但最小膜厚和最大膜厚值减小。最大倾覆值（即最大和最小膜厚的差值），滑靴在转速为 4kr/min，4.5kr/min 和 5kr/min 时，分别为 5.23μm，4.46μm 和 3.81μm。可见在工作周期内的油膜厚度变化范围随着转速增大明显减小。

图 16 为三点处油膜厚度变化率曲线，反映了不同转速下滑靴副在运动周期内的微观运动状态。在滑靴处于高压区时，其膜厚变化率曲线的趋势相似。但当滑靴进入低压区时，转速越高膜厚变化率曲线

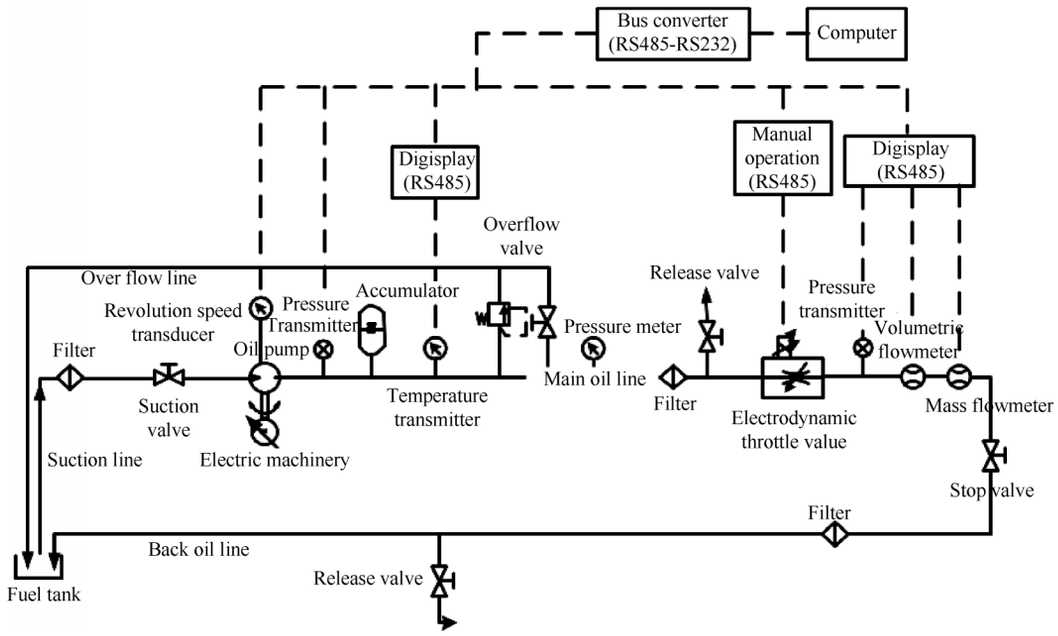


Fig. 10　Schematic diagram of fuel pump external characteristic test device

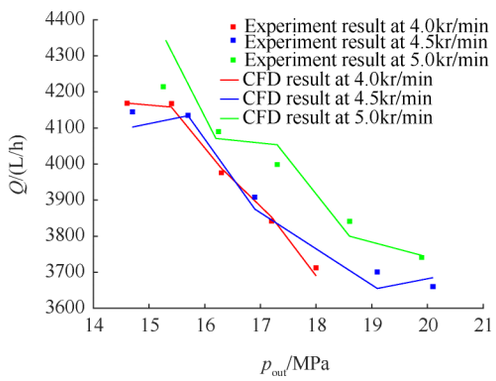


Fig. 11　Comparison of CFD and experiment results

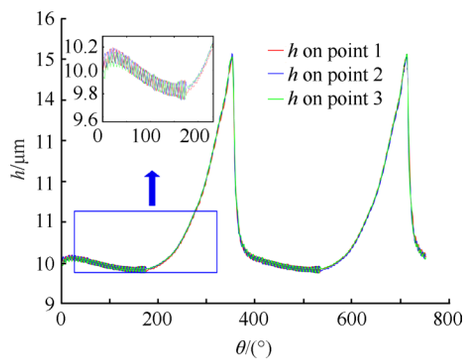


Fig. 13　Film thickness on three points of slipper

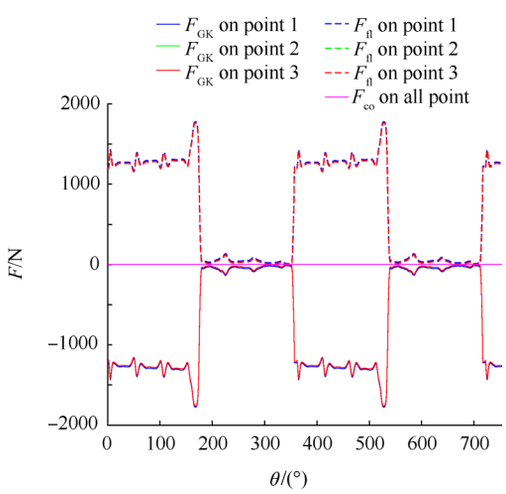


Fig. 12　Forces on three points of slipper

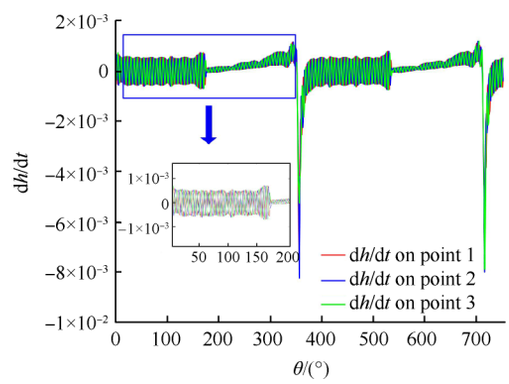


Fig. 14　Change rate of film thickness on three points of slipper

的波动越剧烈，且增大率最大可达 62.02%，说明高转速工况滑靴在低压区的稳定性变差。

（2）　出口压力对油膜特性的影响

当转速为 4.5kr/min 时，出口压力分别取 15MPa，20MPa 和 25MPa 的油膜平均厚度曲线如图 17 所示。

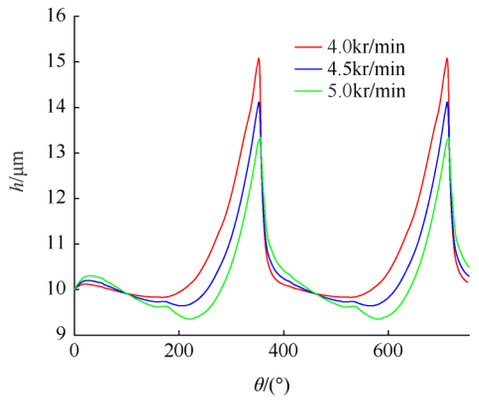
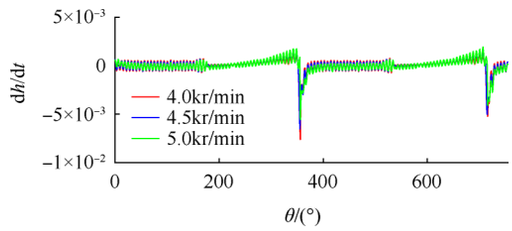
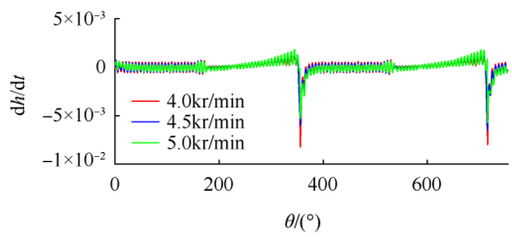


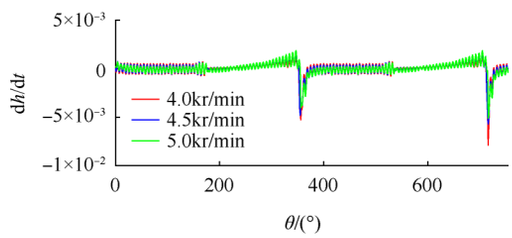
Fig. 15 Average film thickness under different speed conditions



(a) On point 1 of slipper



(b) On point 2 of slipper



(c) On point 3 of slipper

Fig. 16 Change rate of film thickness under different speed conditions

图 17 中，随着柱塞泵出口压力的增加，油膜厚度减小。最大倾覆值分别为 4.92μm，4.46μm 和 4.36μm，可见出口压力对膜厚变化范围的影响较小。图 18 为滑靴副各点的膜厚变化率曲线，可见在整个滑靴旋转周期内，出口压力增大导致曲线的波动变大，滑靴运动稳定性在全周期范围内变差。这是由于出口压力增大，造成压紧力过大，滑靴副受力情况更加恶劣，滑靴难以达到平衡状态。在滑靴旋转至 360°和 720°，即滑靴过渡区位置时，柱塞腔油压的突变引起滑靴倾斜受到出口压力的影响较小。

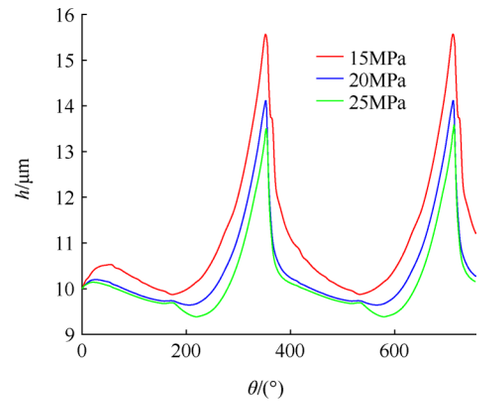
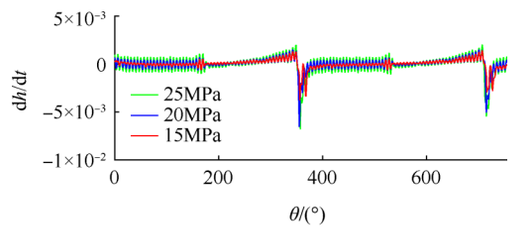
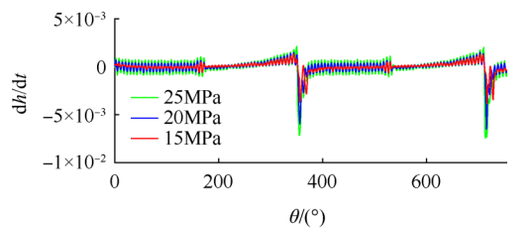


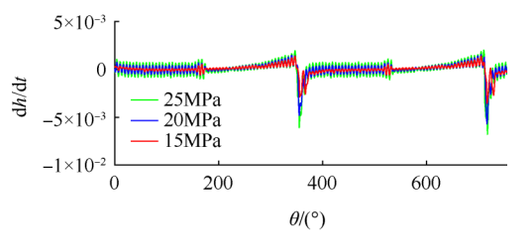
Fig. 17 Average film thickness under different outlet pressure conditions



(a) On point 1 of slipper



(b) On point 2 of slipper



(c) On point 3 of slipper

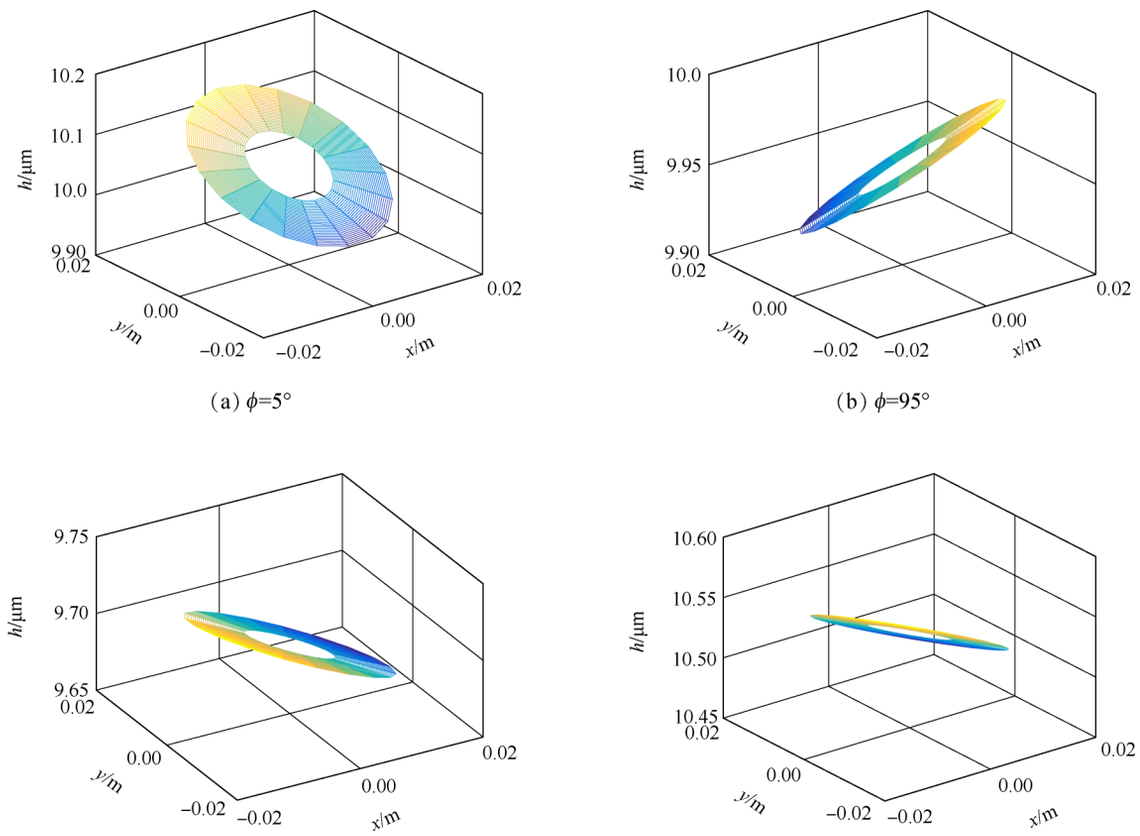
Fig. 18 Change rate of film thickness under different outlet pressure conditions

3.3 全周期油膜厚度场和压力场瞬时分布

在油膜的动态变化过程中，每一个节点代表着滑靴处于该时刻的力平衡状态，通过对不同滑靴位

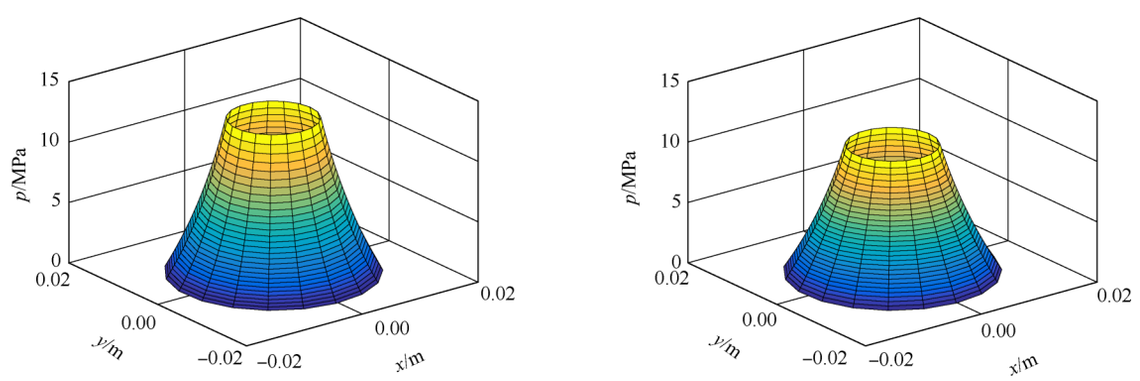
置角处求解油膜厚度场和压力场，可以反映滑靴的瞬时润滑和支承状态。转子转速为4.5kr/min，泵出口压力为15MPa，数据采集间隔为90°，转子转动一周的过程中滑靴副的油膜厚度与压力场分布情况如图19和图20所示。

从图中可见，滑靴处于0°位置时，滑靴中心油室压力高于转子腔压力，滑靴发生倾斜。滑靴处于90°位置时于高压出油口建立稳定连接，油膜压力场成规则的鼓形，油膜较薄产生明显的动压支承效果。柱塞再次转过90°时，滑靴进入高压向低压的过渡区，滑靴再次发生倾斜，油膜压力出现明显的凸峰。滑靴处于270°时，柱塞腔油压较低，导致滑靴承受较小的外力，压力数值较小即动压支承效果较弱。通过对油膜压力场的积分求和可得支承力的数值，可见，滑靴副油膜通过厚度场和压力场的耦合调节可以实现自适应支承效果。

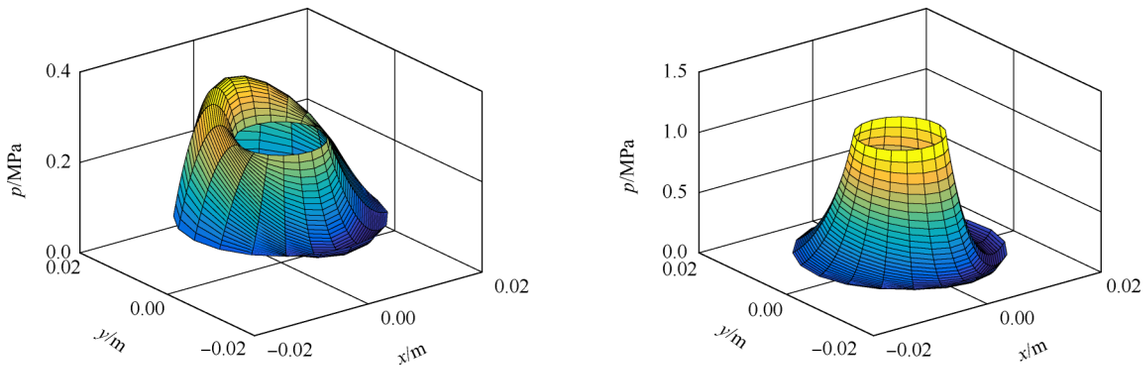


(a) ϕ=5°　(b) ϕ=95°　(c) ϕ=185°　(d) ϕ=275°

Fig.19　Oil film thickness distribution under different rotation angles



(a) ϕ=5°　(b) ϕ=95°



(c) ϕ=185° (d) ϕ=275°

Fig.20 Pressure distribution under different rotation angles

4 结 论

本文基于CFD和有限体积法的仿真分析方法，实现了计入前级部件内流场影响的滑靴副油膜动态特性研究，得到结论如下：

(1)CFD仿真结果与柱塞泵外特性实验数据的对比表明，仿真拟合流量-压力曲线与实验数据的误差为4.3%，CFD场数值模拟能够反映滑靴副前级部件真实内流场特性。柱塞腔瞬时压力计算结果表明：在靠近上死点和下死点分油盘的过渡区处分别发生了液压冲击和液压关死，脉动率分别为24.51%和42.56%。

(2)转子转速和出口油压对滑靴油膜特性和运动稳定性影响较大。当转速由4kr/min增至5kr/min时，膜厚的最大倾覆值减小至原数值的27.15%。同时引起低压区波动加剧，增大率最大可达62.02%。出口压力增大不影响油膜厚度变化范围，但会导致滑靴处于更加极端的受力环境。当其增大率为66.7%时，引起全周期内膜厚变化率波动幅度不同程度的增大，滑靴的稳定性变差。

(3)在滑靴副的旋转周期内，压力场和厚度场存在一定相关性联系。由于压力场的变化可影响到油膜的支承作用，润滑油膜通过压力场和厚度场的耦合变化，不断调整油膜的动压支承作用，以适应滑靴周期性变化的动力学状态，实现了自适应动态润滑效果。

参考文献：

[1] Tsuta T, Kawakami M, Fujiwara M, et al. Dynamic Response Analysis of a Piston-Slipper System in Hydraulic Piston Pump with a Swash Plate[J]. *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers*, 1996, 62(594): 502-509.

[2] Tanaka K, Kyogoku K, Nakahara T. Lubrication Characteristics on Sliding Surfaces Between Piston and Cylinder in a Piston Pump and Motor: Effects of Running-In, Profile of Piston Top and Stiffness[J]. *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers C*, 2008, 64(4): 3959-3967.

[3] Wieczorek U, Ivantysynova M. Computer Aided Optimization of Bearing and Sealing Gaps in Hydrostatic Machines-The Simulation Tool Caspar[J]. *International Journal of Fluid Power*, 2002, 3(1): 7-20.

[4] Kumar S, Bergada J M, Watton J. Axial Piston Pump Grooved Slipper Analysis by CFD Smulation of Three-Dimensional NVS Equation in Cylindrical Coordinates[J]. *Computers & Fluids*, 2009, 38(3): 648-663.

[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): 1175-1731.

[6] Tang H, Ren Y, Xiang J. A Novel Model for Predicting Thermo-Elastohydrodynamic Lubrication Characteristics of Slipper Pair in Axial Piston Pump[J]. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2017, 124-125: 109-121.

[7] Chao Q, Zhang J, Xu B, et al. Discussion on the Reynolds Equation for the Slipper Bearing Modeling in Axial Piston Pumps[J]. *Tribology International*, 2018, 118: 140-147.

[8] 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.

[9] 李迎兵，徐　兵．轴向柱塞泵滑靴副楔形油膜特性分析[J]．液压与气动，2010，(9)：87-91.

[10] 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.

[11] 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.

[12] 周继陈，周俊杰，荆崇波，等．静压支承式滑靴副油膜动态特性研究[J]．液压与气动，2017，(8)：20-25.

[13] 胡纪滨，赵红梅，荆崇波．轴向柱塞泵滑靴副动压承载特性研究[J]．北京理工大学学报，2018，38(3)：229-234.

[14] 汤何胜，李　晶，阎耀保．轴向柱塞泵滑靴副间隙油膜热力学特征[J]．华南理工大学学报(自然科学版)，2015，43(7).

[15] 汤何胜，阎耀保，李　晶．轴向柱塞泵滑靴副的热结构耦合特性[J]．航空动力学报，2016，31(8)：1913-1920.

[16] Huang, C. CASPAR Based Slipper Performance Prediction in Axial Piston Pumps[C]. *Spain: Proceedings of 3rd FPNI-PhD Symposium on Fluid Power*, 2004.

[17] Schenk A, Ivantysynova M. A Transient Thermoelastohydrodynamic Lubrication Model for the Slipper/Swashplate in Axial Piston Machines[J]. *Journal of Tribology*, 2015, 137(3).

(编辑：朱立影)