

燃油柱塞泵滑靴副和配流副油膜计算研究

何必海, 孙健国, 叶志锋

(南京航空航天大学 能源与动力学院, 南京 210016)

摘 要: 通过分析航空燃油柱塞泵滑靴副及配流副间油液的流动特点, 综合考虑挤压效应, 热楔效应对油膜厚度的影响, 得到满足滑靴副及配流副油膜变化的统一微分方程, 通过求解方程, 可计算得到滑靴副和配流副油膜厚度在柱塞旋转一周内的变化规律, 弥补传统静压支承油膜计算方法的不足。

关 键 词: 滑靴; 配流盘; 挤压流动; 热楔流动; 柱塞泵

中图分类号: V233.2+2

文献标识码: A

Calculation and analysis of film thickness for slipper pair and valve plate pair in fuel piston pump

HE Bi hai, SUN Jian guo, YE Zhi feng

(College of Energy and Power Engineering,
Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: The flow features of the slipper pair and valve plate pair were studied in consideration of the influence of the squeezing effect and wedge effect of the films, and then the differential equations of the variation of the film thickness for these two pairs were established. By solution of this equation, the cycle variation laws of the film thickness both for slipper pair and valve plate pair were further obtained, hence the defects of traditional hydrostatic bearing were compensated.

Key words: slipper; valve plate; squeezing flow; wedge flow; piston pump

航空液压柱塞泵及地面使用的柱塞泵一般都是平行柱塞结构, 而航空燃油柱塞泵结构比较特殊, 采用轴线倾斜式结构, 斜盘呈球形, 因而其空间结构更加复杂, 各组成元件间的运动和受力关系也要复杂得多, 这大大增加了航空燃油柱塞泵设计的难度。航空燃油柱塞泵中, 有两对关键的摩擦副: 滑靴摩擦副和配流盘摩擦副。它们都是通过摩擦副间形成一定厚度的油膜, 来减小磨损, 保证柱塞泵正常工作。这两对摩擦副间的油膜厚度对柱塞泵的性能影响很大: 油膜厚度太薄, 摩擦副磨损加剧; 油膜厚度太厚, 泄漏量增大, 柱塞泵效率降低。现有的静压支承油膜计算方法适用于柱塞腔处于排油区时, 滑靴副稳态油膜的计算^[1], 但无法直接计算得到柱塞旋转周期内, 滑靴副和配

流副油膜的动态变化规律。了解这两对摩擦副油膜在柱塞旋转周期内的变化规律, 对全面掌握摩擦副的润滑情况, 合理选择柱塞泵尺寸, 提高柱塞泵的工作效率是十分有意义的。

文献[2]研究了滑靴静压润滑油膜的计算方法, 考虑油膜挤压效应对滑靴油膜的影响, 本文在此基础上进一步综合考虑挤压效应, 热楔效应对油膜的影响, 建立油膜厚度变化的微分方程, 从而计算得到柱塞泵旋转周期内, 两对摩擦副间油膜厚度的动态变化规律。

1 滑靴副及配流副间的实际流动

由于滑靴副及配流副间的油膜厚度很小, 摩擦副间的油液流动可看作层流, 它们之间的实际

流动可看作由三个相互独立流动组成^[3]: 摩擦副间的静压差流动; 由油膜挤压效应导致的挤压流动; 由流体的热膨胀所引起热楔流动。

1.1 滑靴副及配流副间的静压差流动

滑靴副压力分布如图 1 所示, 流体压力按对数规律分布, 任意半径 r 处的压力为^[1]

$$p = p_0 - \frac{p_0 - p_r}{\ln(r_2/r_1)} \ln(r/r_1) \tag{1}$$

式中 p_0 为滑靴油池油压; p_r 为转子腔油压; r_1 为滑靴油池半径; r_2 为滑靴工作面外半径。

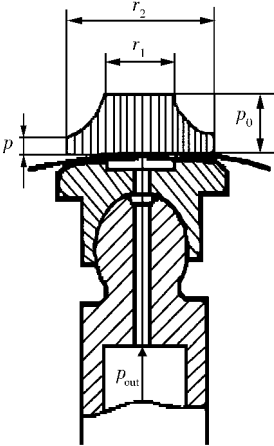


图 1 滑靴流场压力分布图

Fig. 1 Sketch of the pressure distribution for slipper

沿滑靴面积分, 可得滑靴表面的分离力 F_{hd}

$$F_{hd} = \pi r_2^2 p_r + \frac{\pi}{2} (p_0 - p_r) \frac{r_2^2 - r_1^2}{\ln(r_2/r_1)} \tag{2}$$

配流盘的结构如图 2 所示, 其在排油区任意半径 r 处的压力 p_d 为^[4]

$$\begin{cases} p_d = p_r + \frac{p_{out} - p_r}{\ln R_2 - \ln R_1} (\ln r - \ln R_1) & R_2 \leq r \leq R_1 \\ p_d = (p_{out} - p_{in}) \frac{\ln r - \ln R_4}{\ln R_3 - \ln R_4} + p_{in} & R_4 \leq r \leq R_3 \\ p_d = p_{out} & R_3 \leq r \leq R_2 \end{cases} \tag{3}$$

式中 p_{out} 为配流盘排油区的压力; p_{in} 为配流盘吸油区的压力; R_1 为配流盘外密封带半径; R_2 为配流盘油窗外半径; R_3 为配流盘油窗内半径; R_4 为配流盘内密封带半径。

配流盘在吸油区和过渡区的压力分布亦满足对数分布, 只要将式 (3) 中排油区油压换成相应的吸油区油压和过渡区柱塞腔油压即可^[4]。

沿配流盘表面积分, 可得沿配流盘表面的分

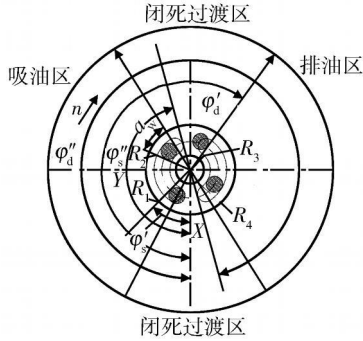


图 2 配流盘结构示意图

Fig. 2 Sketch of the valve plate

离力 F_{hd} 计算如下^[4]:

$$F_{hd} = \int_{\phi_d}^{\phi_s} \int_{R_4}^{R_1} p_d r dr + \int_{\phi_s}^{\phi_d} \int_{R_4}^{R_1} p_i r dr + \sum_q a_w \int_{R_4}^{R_1} p_i r dr \tag{4}$$

式中 ϕ_d, ϕ_s 为排油区压力作用角; ϕ_s, ϕ_d 为吸油区压力作用角; p_i 为吸油区的压力分布; q 表示处于过渡区的柱塞个数; a_w 为柱塞出油口包角; p_i 为过渡区柱塞腔压力^[56], 可参考图 2。

1.2 滑靴副及配流副间的挤压流动

油膜在外力作用下挤压变薄, 同时在摩擦副间产生挤压压力场来平衡外载荷, 滑靴处的挤压压力分布如下^[79]:

$$p = \frac{3\mu}{h^3} \frac{dh}{dt} \left[(r^2 - r_1^2) - (r_2^2 - r_1^2) \frac{\ln(r/r_1)}{\ln(r_2/r_1)} \right] \tag{5}$$

式中 μ 油液动力黏度; h 为滑靴处油膜厚度。

对式 (5) 沿滑靴径向积分, 可得挤压力 F_j 为

$$F_j = - \frac{3\pi\mu}{2h^3} \frac{dh}{dt} \left[r_1^4 - r_2^4 - \frac{(r_2^2 - r_1^2)^2}{\ln(r_2/r_1)} \right] \tag{6}$$

配流副的油膜受挤压, 同样会产生挤压压力场来平衡外载荷, 但配流盘与滑靴结构不同, 其存在吸、排油区, 故其挤压压力场分布亦不同. 可得配流盘排油区外密封带挤压压力分布^[7]

$$p = \frac{3\mu_r^2}{h^3} \frac{dh}{dt} + \frac{\mu C_1}{h^3} \ln r + C_2 \tag{7}$$

积分常数 C_1 和 C_2 由如下边界条件确定:

$$r = R_1, p = p_r; r = R_2, p = p_{out} \tag{8}$$

同样可得配流盘排油区内密封带挤压压力分布

$$p = \frac{3\mu_r^2}{h^3} \frac{dh}{dt} + \frac{\mu C_3}{h^3} \ln r + C_4 \tag{9}$$

积分常数 C_3 和 C_4 由如下边界条件确定:

$$r = R_3, p = p_{out}; r = R_4, p = p_{in} \tag{10}$$

认为排油区压力作用范围扩展至 $180^{\circ[3]}$, 沿排油区积分, 可得排油区的挤压力 F_{j1} 为

$$F_{j1} = -\frac{3\pi\mu}{4h^3} \frac{dh}{dt} \left[R_3^4 - R_4^4 - \frac{(R_3^2 - R_4^2)^2}{\ln(R_3/R_4)} + R_1^4 - R_2^4 - \frac{(R_1^2 - R_2^2)^2}{\ln(R_1/R_2)} \right] \quad (11)$$

认为吸油区压力作用范围扩展至 $180^{\circ[3]}$, 同样可得吸油区的挤压力 F_{j2} 为

$$F_{j2} = -\frac{3\pi\mu}{4h^3} \frac{dh}{dt} \left[R_3^4 - R_4^4 - \frac{(R_3^2 - R_4^2)^2}{\ln(R_3/R_4)} + R_1^4 - R_2^4 - \frac{(R_1^2 - R_2^2)^2}{\ln(R_1/R_2)} \right] \quad (12)$$

则配流盘的总挤压力 F_j 为

$$F_j = F_{j1} = F_{j2} = \frac{3\pi\mu}{2h^3} \frac{dh}{dt} \left[R_3^4 - R_4^4 - \frac{(R_3^2 - R_4^2)^2}{\ln(R_3/R_4)} + R_1^4 - R_2^4 - \frac{(R_1^2 - R_2^2)^2}{\ln(R_1/R_2)} \right] \quad (13)$$

1.3 滑靴副及配流副间的热楔流动

理论和实验表明, 相对运动摩擦副间的油膜厚度足够小时, 摩擦副间由于温度上升, 足以在摩擦副间产生热楔力, 来平衡外载荷的作用. 经大量实验表明, 热楔力 F_w 正比于摩擦副剪切速度的平方、油液黏度的平方以及支承面积, 反比于油膜厚度的四次方^[10].

滑靴微元面积 $L dy$ 上的热楔力 dF_w 为^[10] (参考图 3)

$$dF_w = \frac{\alpha_0 \mu^2}{K C \rho g} \frac{v^2 L^2 dy}{h^4} \quad (14)$$

式中 α_0 为油液的体积膨胀系数; ρ 为油液的密度; g 为重力加速度; C 为油液的比热容; K 为油液的热功当量常数; v 为摩擦相对运动的速度; h 为此时的油膜厚度.

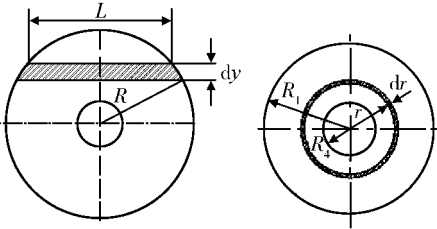


图 3 滑靴与配流盘微元面上的热楔力
Fig. 3 Wedge force of the microelement for slipper and valve plate

由式(14), 沿滑靴径向积分, 可得滑靴上的热楔力 F_w 为

$$F_w = \frac{3\pi\alpha_0 \mu^2 v^2}{K C \rho g} \frac{r_2^4}{h^4} \quad (15)$$

同样可积分配流盘微元面积 $2\pi r dr$ 上的热楔力 dF_w , 得到配流盘上的热楔力 F_w 为(参考图 3)

$$F_w = \frac{4\pi^3 \alpha_0 \mu^2 w^2 (R_1^6 - R_4^6)}{3K C \rho g h^4} \quad (16)$$

式(16)中, w 为转子转动角速度.

2 滑靴副及配流副间的压紧力

2.1 柱塞对斜盘的压紧力

柱塞泵工作时, 柱塞对斜盘的压紧力 F_p 不断发生变化(图 4 中, F_p 表示沿滑靴轴线方向斜盘对柱塞的作用力, 根据力的相互作用, 沿滑靴轴线方向柱塞对斜盘的压紧力也为 F_p), 从而影响滑靴副的油膜厚度. 由动力学建模, 可得滑靴副间的压紧力 F_p 为^[1]

$$F_p = \frac{F_{11} + F_{s1} + F_i + F_{\omega}}{\cos \phi} + F_{12} + F_{s2i} \quad (17)$$

式中 F_{11} 为柱塞腔油压力; F_{s1} 为柱塞弹簧力; F_i 为柱塞相对运动惯性力; F_{ω} 为柱塞离心力在柱塞轴线方向的分力; F_{12} 为转子腔油压力; F_{s2i} 为返回盘弹簧力; ϕ 为柱塞轴线与滑靴轴线的夹角.

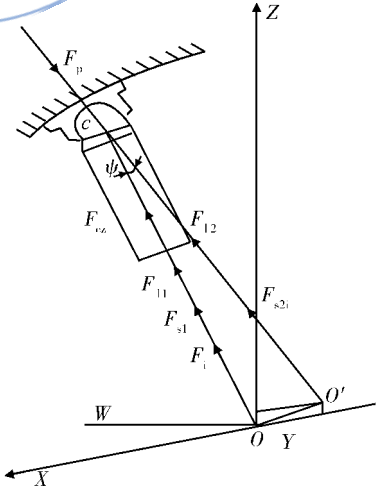


图 4 柱塞对斜盘的压紧力示意图
Fig. 4 Pressing force of the piston to the swash plate

2.2 转子对配流盘的压紧力

柱塞泵工作时, 转子对配流盘的压紧力 F_p 也不断发生变化, 由动力学建模, 可得配流副的压紧力 F_p 为^[1]

$$F_p = F_{ps1} + F_{s2} + F_{p11} + F_{p12} + F_{pc} \quad (18)$$

式(18)中, F_{ps1} 为柱塞腔弹簧力对配流盘的轴向

压紧力; F_{s2} 为返回盘弹簧对配流盘的轴向压紧力; F_{pl1} 为所有柱塞腔油压力对配流盘的轴向压紧力; F_{pl2} 为转子腔油压力对配流盘的轴向压紧力; F_{pc} 为柱塞离心力对配流盘的轴向压紧力。

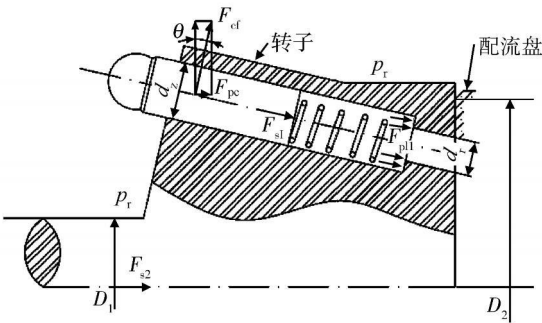


图 5 配流副结构示意图

Fig. 5 Sketch of the valve plate pair

3 油膜变化的微分方程

以滑靴柱塞为受力对象, 设其质量为 m , 则由挤压反力的特点, 可以得到滑靴副油膜变化的微分方程满足如下式子^[3, 11]:

当 $dh/dt < 0$, 考虑挤压效应

$$F_{hd} + F_w + F_j - F_p = m \frac{d^2h}{dt^2} \quad (19)$$

$dh/dt \geq 0$ 时, 不考虑挤压效应, 油膜变化的微分方程为

$$F_{hd} + F_w - F_p = m \frac{d^2h}{dt^2} \quad (20)$$

以柱塞泵转子为受力对象, 同样可知配流副间的油膜变化亦满足式 (19) 和式 (20), 求解该方程时, 只需将上面两式中, 滑靴分离力, 挤压反力, 热楔反力, 压紧力替换成配流盘相应的力即可。

上述两式适用于配流副间油膜厚度为常数的计算。柱塞泵运行过程中, 转子相对配流盘倾斜微小的角度, 亦可利用式 (19) 和式 (20) 计算配流盘的油膜厚度, 此时 h 取配流盘滑动中心高度 h_0 (见图 6), 配流盘处的油膜厚度同时满足下面的线性关系式^[3]:

$$h = h_0 + r \lambda \cos(\alpha - \beta) \quad (21)$$

式中 h_0 为配流盘滑动中心高度, 在转子与配流盘中心位置; r 为油膜对应点的极坐标极径; λ 为转子与配流盘的不平行夹角; α 表示转子转角; β 为最大油膜厚度 h_{max} 在配流盘上对应的角度。

分析式 (19) 和式 (20) 可知, 这两个式子为非线性二阶微分方程, 故不能直接求得油膜厚度的

解析解, 可用数值解法求解。

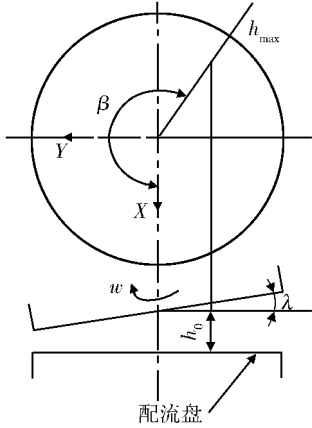


图 6 配流副油膜形状示意图

Fig. 6 Sketch of the film shape for valve plate

4 计算结果及分析

4.1 滑靴副油膜计算

本文以某型柱塞泵为例进行计算, 转子转速为 3040 r/min, 图 7 为滑靴副油膜厚度在不同斜盘倾角 φ 下, 在柱塞旋转周期内的变化规律。实线, 虚线, 点划线分别表示 $\varphi = 6^\circ$, $\varphi = 10^\circ$, $\varphi = 13^\circ$ 下滑靴副油膜的变化规律。分析图 7 可知, 斜盘倾角 φ 越大, 在排油区的滑靴副油膜厚度就越小, 但在吸油区, 斜盘倾角对滑靴副的油膜厚度影响很小, 由于热楔作用的影响, 吸油区油膜厚度仍能维持在 7~8 μm 之间。要说明的是, 图中 0.01 s 油膜厚度突变发生在转子转角 180° 处。

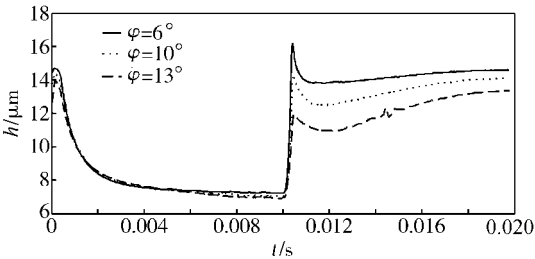


图 7 滑靴副油膜厚度随时间的变化规律

Fig. 7 Variation law of the film thickness with time for slipper pair

热楔力与油膜厚度的四次方成反比, 故在排油区, 热楔力非常小, 吸油区热楔力要大于排油区的热楔力。由式 (15) 可得热楔力随转子转角的变化规律, 如图 8 所示。以斜盘倾角 $\varphi = 13^\circ$ 的热楔力为例分析(点划线), 吸油区热楔力比排油区大得多, 吸油区热楔力最大可达到 77 N, 排油区热楔力最大为 12 N, 最小为 4 N。

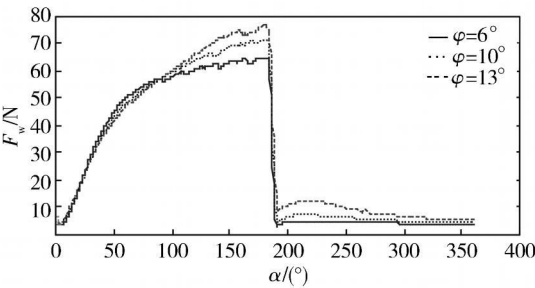


图 8 热楔力随转子转角的变化规律
Fig. 8 Variation law of wedge force with rotor angle

由式 (2) 和式 (17), 可绘得斜盘倾角 $\varphi = 7^\circ$, 压紧力和分离力的变化规律, 如图 9 所示. 分析图 9 可以得到: 在吸油区, 分离力始终要小于压紧力, 它们之间的最大差值为 70 N; 在排油区, 分离力和压紧力基本重合. 结合图 7 所示的油膜变化规律分析可知: 在排油区, 油膜厚度较大, 且变化平缓; 由挤压力的表达式 (6) 可知, F_j 与油膜的变化速率 dh/dt 成正比, 在排油区, $dh/dt \geq 0$, 故 F_j 实际为零; 在吸油区, 虽然压紧力始终要大于分离力, 但由于热楔力的影响, 总能找到一个较小的油膜厚度, 使之与压紧力平衡.

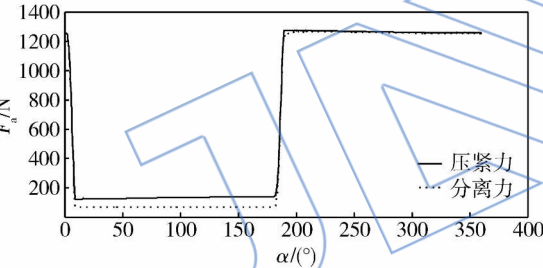


图 9 压紧力与分离力随转子转角的变化规律
Fig. 9 Variation law of the pressing force and separating force with rotor angle

4.2 配流副油膜计算

配流副的结构与滑靴副不同, 滑靴副存在双重阻尼结构^[7]——滑靴与斜盘接触处环形缝隙的阻尼和节流孔阻尼, 故滑靴副能自动调整油膜厚度, 使排油区的油膜稳定在一定范围, 而配流副不存在这样的结构, 由于配流副受力情况不断发生变化, 故配流副的油膜亦不断发生波动.

配流副无法形成稳定的油膜厚度, 故在利用式 (19) 和式 (20) 求解油膜变化规律时, 须给定初使条件. 图 10 为斜盘倾角 $\varphi = 13^\circ$, 初始稳定油膜厚度 h 取 10, 15, 20 μm 时, 油膜厚度随时间的变化规律. 从图 10 可知, 虽然初始油膜厚度不同, 但经过一段波动过程, 油膜厚度变化趋于一致, 在

相同的范围内波动(图 10 的油膜厚度在 10~ 18 μm 范围内波动).

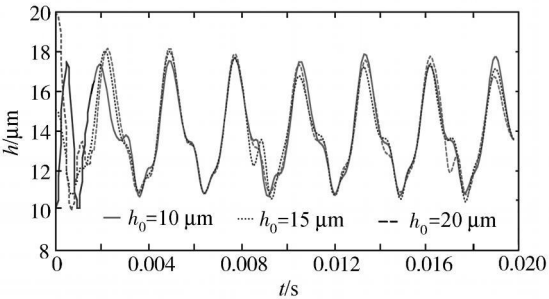


图 10 配流副油膜厚度随时间的变化规律
Fig. 10 Variation law of the film thickness with time for valve plate pair

5 结 论

传统的静压支承油膜计算方法只考虑了摩擦副受力平衡, 计算得到油膜稳态的变化规律, 本文考虑油膜的动态特性, 建立了航空燃油柱塞泵两对关键摩擦副(滑靴摩擦副和配流摩擦副)油膜变化的统一微分方程, 利用数值计算得到了柱塞泵旋转周期内, 滑靴副和配流副的油膜的动态变化规律, 弥补了传统静压支承油膜计算方法的不足, 为精确计算柱塞泵工作效率, 合理选择柱塞泵尺寸提供了新的思路. 本计算方法亦可为结构简单的柱塞轴线平行的液压泵摩擦副设计计算提供参考.

参考文献:

[1] 顾民, 曾俊英, 梁万云, 等. 航空动力装置控制[M]. 北京: 国防工业出版社, 1984.

[2] 何必海, 孙健国, 叶志锋. 航空燃油柱塞泵滑靴静压润滑油膜计算分析[J]. 航空动力学报, 2009, 24(12): 2821-2827. HE Bihai, SUN Jianguo, YE Zhifeng. Calculation and analysis on film thickness of the slippers based on hydrostatic bearing in the aeronautical fuel piston pump[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(12): 2821-2827. (in Chinese)

[3] Yamaguchi A. Formation of a fluid film between a valve plate and a cylinder block of piston pumps and motors[J]. JSME, 1986, 29: 1494-1498.

[4] 王占林. 飞机高压液压能源系统[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2004.

[5] Manring N D. Valve plate design for an axial piston pump operating at low displacements[J]. ASME, 2003, 125(1): 200-205.

[6] Manring N D, Zhang Yihong. The improved volumetric efficiency of an axial piston pump utilizing a trapped volume design[J]. ASME, 2001, 123(3): 479-487.

[7] 盛敬超. 液压流体力学[M]. 北京: 机械工业出版社, 1980.

[8] 许耀铭. 油膜理论与液压泵和液压马达的摩擦副设计[M]. 北京: 机械工业出版社, 1987.

[9] 孟凯, 孙美丽, 陈滢, 等. 挤压油膜实验和计算机仿真研究[J]. 润滑与密封, 2005(2): 77-80.
MENG Kai, SUN Meili, CHEN Ying, et al. The computer simulation of the squeeze film experiment[J]. Lubrication Engineering, 2005(2): 77-80. (in Chinese)

[10] 王晓力. 轴向柱塞泵滑靴斜盘副无源油膜挤压效应热楔效应设计法简介[J]. 机床与液压, 1988(6): 6-10.
WANG Xiaoli. The introduction of design method of squeezing effect and wedge effect for the slipper pair in the axial piston pump[J]. Machine Tool and Hydraulics, 1988(6): 6-10. (in Chinese)

[11] 胡新华, 杨继隆, 姜伟. 静压支承滑靴油膜的动态仿真分析[J]. 机床与液压, 2003(1): 85-86.
HU Xinhua, YANG Jilong, JIANG Wei. Dynamic simulation and analysis on oil film of the slipper pair based on hydrostatic support[J]. Machine Tool and Hydraulics, 2003(1): 85-86. (in Chinese)