

# 单密封带滑靴高速应用的制约因素分析

莫 虎 胡燕平\*

湖南科技大学机电工程学院,湘潭,411201

**摘要:**为研究制约单密封带滑靴高速应用的因素,计入密封带磨损轮廓,建立了滑靴副流-固-热耦合动力学模型,分析了转速及密封带宽度对底面油膜厚度、运行姿态、支承刚度和泄漏的影响。结果表明:高转速下,滑靴离心力矩增大时,倾角增大,底面最小间隙减小;动压效应增强时,吸油侧间隙增大,油膜刚度降低,偏磨风险增大。密封带增宽可提高滑靴底面的支承刚度,但密封带外内径比超过 1.6 会导致底面油膜增厚、泄漏增加。研究认为,泄漏和偏磨是制约单密封带滑靴高速应用的主要因素;在宽密封带基础上,考虑微结构以限制楔形动压效应,可能是提高滑靴允用转速范围的有效途径。

**关键词:**滑靴副;磨损;流-固-热耦合;动压效应

**中图分类号:**TH137

**DOI:**10.3969/j.issn.1004-132X.2025.01.010

**开放科学(资源服务)标识码(OSID):**



## Analysis of Restricting Factors for High-speed Applications of Single-seal Slippers

MO Hu HU Yanping\*

School of Mechanical Engineering, Hunan University of Science and Technology, Xiangtan, Hunan, 411201

**Abstract:** To investigate the factors restricting the high-speed applications of single sealing land slippers, a flow-solid-thermal coupling dynamic model was established, considering the sealing land wear profile. The effects of rotational speed and seal width on oil film thickness, operational posture, bearing stiffness and leakage were analyzed. Results show that at high speed, the increases of centrifugal moment of the slipper lead to a larger tilt angle and a reduced minimum bottom clearances. Simultaneously, the enhanced dynamic pressure effect increases the suction-side clearances, reduces oil film stiffness, and elevates the risk of partial wear. Increasing the width of the sealing lands may improve the supporting stiffness of the slipper, but the outer-to-inner diameter ratio exceeding 1.6 will result in thicker oil films and increased leakage. It is concluded that leakage and partial wear are the main factors restricting the high-speed applications of single sealing land slippers. Introducing microstructures on wide sealing lands to limit wedge-shaped dynamic pressure effects may effectively expand the allowable speed ranges of slippers.

**Key words:** slipper pair; wear; flow-solid-thermal coupling; dynamic pressure effect

### 0 引言

滑靴副是斜盘式轴向柱塞泵/马达中最为重要的摩擦副之一<sup>[1-3]</sup>,其中的单密封带滑靴结构简单、应用广泛,但在工程实践中少有将未经表面形貌处理的单密封带滑靴用于高速柱塞泵,因此有必要揭示其高速应用的不足,为现有的经验改进设计(如增设辅助支承带)完善理论依据。

国内外学者围绕滑靴副速度、压力、温度、形状等边界问题进行了较深入的研究<sup>[4-6]</sup>。对形状边界的研究多基于一维流场或均匀油膜假设。王慧等<sup>[7]</sup>优化了水压轴向柱塞泵滑靴副的压降系数,发现基于平行油膜的假设与实际情况存在较大差异,在介质和工况改变时,采用集中参数的滑

靴副设计往往需通过试验来修正。

文献[8-9]在流体润滑条件下,对静压支承滑靴副动态特性进行了理论分析与实验研究,但理论模型仅考虑倾覆力矩造成的均匀倾斜间隙,这与滑靴实际工作时的油膜形状相差较大,因此大倾角的实验结果与理论分析结果存在较大差异。文献[10-11]指出,滑靴底面不仅提供液压支承力来平衡柱塞腔的压紧力,还提供抗倾力矩来平衡滑靴在旋转运动中所受的离心力矩、底面摩擦力矩和球铰摩擦力矩,并认为微凸的底面轮廓才能同时实现力与力矩的平衡,而弹性变形、加工误差和偏磨可导致微凸轮廓。DARBANI 等<sup>[12]</sup>以最小油膜厚度、功率损失为目标函数,得到不同工况下的最优底面磨损轮廓参数。

IVANTYSYN 等<sup>[13]</sup>采用 Caspar 仿真程序建立了磨损预测模型,模拟并获得了滑靴底面磨

收稿日期:2023-06-12

基金项目:湖南省自然科学基金(2023JJ60180);湖南省教育厅科学研究项目(24B0973)

损的演变过程,发现不同的工况和工况顺序会形成有差异的磨损轮廓,且磨损将导致柱塞泵性能退化。XU等<sup>[14]</sup>利用编写的MATLAB仿真程序得到滑靴副的动态微观运动特性,分析了滑靴密封带内外侧微结构对抗倾能力的影响,指出内侧微结构更利于提高滑靴副可靠性和运行寿命。刘洪等<sup>[15]</sup>测量了运行后的滑靴底面微凸磨合形貌,论证了底面微凸结构产生的楔形收敛效应有利于滑靴副的稳定运行,并定性研究了底面形貌对滑靴动态油膜特性的影响。杜尊令<sup>[16]</sup>指出工程实践中的各种随机不确定因素(柱塞泵启动、制动、负载突变等)可能令滑靴无法在流体润滑条件下实现力与力矩的平衡,探究了滑靴副偏磨磨损的性能渐变过程。林硕等<sup>[17]</sup>考虑底面磨损,将中心膜厚和倾角作为输入条件,定量分析了磨损量对承载力和承载力矩的影响。

考虑底面磨损轮廓可为完善基于经验的滑靴副设计提供理论依据,是滑靴副研究的一个重要方向,因此本文基于过程控制,计及滑靴密封带磨损轮廓,分析转速和密封带宽度对单密封带滑靴油膜形状、油膜刚度、底面泄漏的影响,得到限制滑靴高速应用的原因,为单密封滑靴的应用及高速滑靴底面的优化设计提供理论依据。

## 1 理论基础

### 1.1 坐标系描述

如图1所示,滑靴副由斜盘、滑靴、柱塞球头组成,其中,滑靴底面由承压腔和密封带构成。柱塞腔内的高压油经柱塞球头阻尼孔引入球铰、承压腔和密封带,形成润滑油膜。在斜盘表面中心 $O_p$ 建立静止极坐标系 $(R, \varphi)$ 来描述滑靴公转运动。在柱塞球头中心 $O_b$ 建立运动直角坐标系,滑靴在斜盘工作面逆时针滑动, $X$ 轴与滑靴滑动轨迹相切并指向滑动负方向, $Y$ 轴与滑靴中心滑动轨迹垂直并指向斜盘外侧。在滑靴底面中心建立运动柱坐标系 $(r, \theta, z)$ ,原点 $O_s$ 与滑靴底面中心重合, $Z$ 轴与斜盘工作面法线同向, $\theta$ 以逆时针方

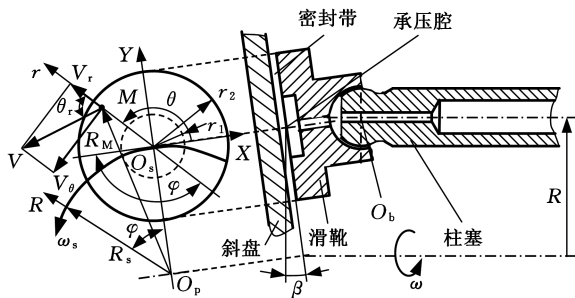


图1 滑靴副结构及运动描述

Fig.1 Structure and motion of the slipper pair

向为正,以描述底面任一点的油膜厚度。

### 1.2 非均匀间隙油膜厚度描述

滑靴密封带任一点 $M$ 的油膜厚度为

$$h = h_g + \Delta h_m + \Delta h_p + \Delta h_T \quad (1)$$

式中: $h_g$ 为理想刚直面膜厚,mm; $\Delta h_m$ 为密封带磨损膜厚修正量,mm; $\Delta h_p$ 为压力弹性变形量,mm; $\Delta h_T$ 为温度变化造成的膜厚改变量,mm。

文献[18]给出了油液发热引起的滑靴表面热变形的离散表达式:

$$\Delta h_T|_{i,j} = \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^{n+1} \frac{\alpha_m T_{i,j}}{K_{i,j}} \quad (2)$$

式中: $m, n$ 分别为滑靴支密封带径向和周向的网格数; $\alpha_m$ 为滑靴线性膨胀系数, $(^\circ\text{C})^{-1}$ ; $T_{i,j}$ 为滑靴密封带底面网格 $(i, j)$ 处的温度, $^\circ\text{C}$ ; $\mathbf{K}$ 为滑靴体刚度矩阵, $\mathbf{K} = [K_{i,j}]$ , $\text{mm}^{-1}$ 。

三点可以确定一平面,定义滑靴底面外缘三个点 $A_1, A_2, A_3$ 处的油膜厚度分别为 $h_1, h_2, h_3$ ,如图2所示。文献[19]给出了图2所示刚直底面任意一点的膜厚:

$$h_g = (h_2 - h_3) \frac{r \sin \theta}{\sqrt{3} r_2} + (2h_1 - h_2 - h_3) \frac{r \cos \theta}{3r_2} + \frac{h_1 + h_2 + h_3}{3} \quad (3)$$

式中: $r_2$ 为密封带的外径,mm。

$r=0$ 时,由式(3)可得滑靴密封带底面中心间隙

$$h_0 = (h_1 + h_2 + h_3)/3 \quad (4)$$

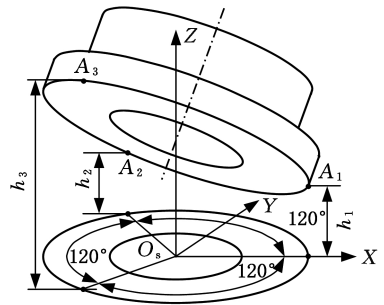


图2 理想刚直底面三点膜厚描述

Fig.2 Description of ideal sealing surface based on 3-point film thickness

刘洪等<sup>[15]</sup>测量运行后的滑靴密封带,得到滑靴密封带的磨损轮廓,如图3所示。假设轮廓关于中心轴线对称,则磨损膜厚修正量<sup>[8]</sup>为

$$\Delta h_m = \begin{cases} r_{s1} - \sqrt{r_{s1}^2 - (r_c - r)^2} & r_1 \leq r \leq r_c \\ r_{s2} - \sqrt{r_{s2}^2 - (r - r_c)^2} & r_c < r \leq r_2 \end{cases} \quad (5)$$

$$r_c = \lambda(r_2 - r_1) + r_1 \quad r_{s1} = \frac{(r_c - r_1)^2 + (\Delta h_1)^2}{2\Delta h_1}$$

$$r_{s2} = \frac{(r_2 - r_c)^2 + (\Delta h_2)^2}{2\Delta h_2}$$

式中: $r_1$ 为密封带的内径,mm; $r_c$ 为磨损顶点半径; $r_{s1}$ 为内侧磨损圆弧半径; $r_{s2}$ 为外侧磨损圆弧半径; $\lambda$ 为轮廓顶点在密封带内的相对位置; $\Delta h_1, \Delta h_2$ 分别为密封带内侧和外侧的磨损高度,mm。

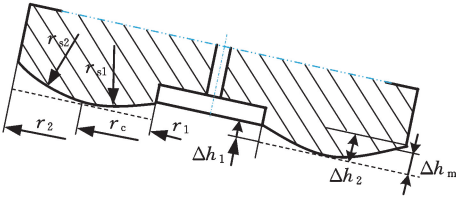


图 3 磨损底面膜厚描述

Fig.3 Description of wear sealing surface

将滑靴密封带视为半空间体,并划分为  $m \times (n+1)$  个网格,表面受力和法向位移关系如图 4 所示,下标  $f, i$  表示网格的径向位置,  $g, j$  表示网格的周向位置。滑靴密封带任一网格  $A_{f,g}$  受压力  $p_{f,g}$  作用时,网格  $A_{i,j}$  产生法向弹性变形量  $\Delta h'_p(f, g, i, j)$ 。弹性变形量与两网格之间的距离  $\rho_{f,i}$  成正比,有

$$\Delta h'_p(f, g, i, j) = \frac{(1 - \nu_c^2)}{\pi E} \frac{p_{f,g} r_f \Delta r \Delta \theta}{\rho_{f,i}} \quad (6)$$

$$\rho_{f,i} = r_i^2 + r_f^2 - 2r_i r_f \cos \theta_{g,j} \neq 0$$

式中:  $\nu_c$  为滑靴材料的泊松比;  $E$  为滑靴材料的弹性模量, Pa;  $p_{f,g}$  为网格  $A_{f,g}$  所受油膜压力, Pa;  $\theta_{g,j}$  为网格  $A_{i,j}$  和网格  $A_{f,g}$  间的夹角, rad。

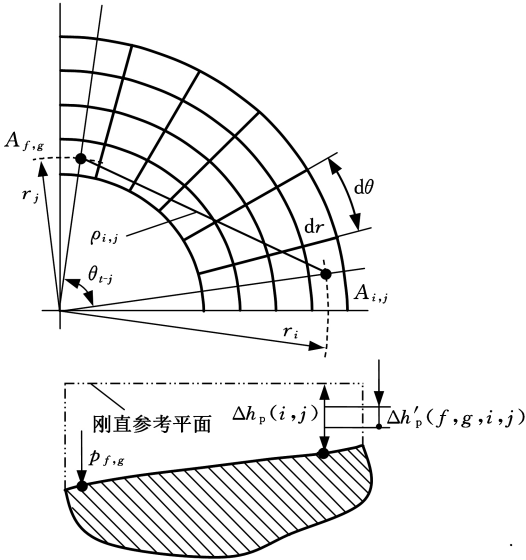


图 4 半空间体水平面受力和位移关系图

Fig.4 The diagram of the relationship between the force and displacement of a half-space body on the horizontal plane

类似地,滑靴密封带其他网格受压力作用时也将引起网格  $A_{i,j}$  的法向变形。整个密封带受分布不均的油膜压力作用时,可利用叠加法求得网格  $A_{i,j}$  的法向弹性变形量  $\Delta h_p(i, j)$ <sup>[20-21]</sup>:

$$\Delta h_p(i, j) = \frac{(1 - \nu_c^2)}{\pi E} \sum_{f=1}^m \sum_{g=1}^{n+1} \frac{p_{f,g}}{\rho_{f,i}} r_f \Delta r \Delta \theta \quad (7)$$

### 1.3 非线性动力学方程组

XU 等<sup>[14]</sup> 分析滑靴副在运行中的力、力矩和流量平衡关系后,得出滑靴运行时的非线性动力

学方程组:

$$\left. \begin{aligned} f_1(\dot{\mathbf{h}}) &= F_s(\mathbf{h}, \dot{\mathbf{h}}, t) + F_n(t) = 0 \\ f_2(\dot{\mathbf{h}}) &= M_{sx}(\mathbf{h}, \dot{\mathbf{h}}, t) + M_{bxr}(t) + M_1(t) = 0 \\ f_3(\dot{\mathbf{h}}) &= M_{sy}(\mathbf{h}, \dot{\mathbf{h}}, t) + M_{by}(t) = 0 \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

其中,  $F_s(\mathbf{h}, \dot{\mathbf{h}}, t)$  为滑靴底面油膜支承力,包括静压力与动压力,与来自柱塞的压紧力  $F_n(t)$  平衡;  $M_{sx}(\mathbf{h}, \dot{\mathbf{h}}, t)$  为绕 X 轴的抗倾力矩,与球铰摩擦倾侧力矩  $M_{bxr}(t)$  和离心力矩  $M_1(t)$  平衡;  $M_{sy}(\mathbf{h}, \dot{\mathbf{h}}, t)$  为绕 Y 轴的抗倾力矩分量,与球铰摩擦倾侧力矩分量  $M_{by}(t)$  平衡;  $\mathbf{h}$  为油膜厚度 ( $h_1, h_2, h_3$ ) 的矢量表达;  $\dot{\mathbf{h}}$  为油膜厚度矢量  $\mathbf{h}$  的变化率。

定义滑靴的瞬时支承刚度

$$K_s = \frac{F_s(h_o + \Delta h_o) - F_s(h_o)}{h_o} \quad (9)$$

式中:  $h_o$  为底面中心间隙, mm。

$h_o, \Delta h_o$  可在得到底面油膜厚度矢量  $\mathbf{h}$  后求得。

滑靴底面泄漏流量的离散形式为

$$q = \frac{\nu_c h_s r_s \Delta \theta}{2} - \sum_{j=2}^{n+1} \frac{h_s^3 (p_{i+1,j} - p_{i-1,j}) r_s \Delta r}{6\mu \Delta r} \quad (10)$$

$$i = 2, 3, \dots, m$$

式中:  $h_s$  为网格  $(i, j)$  处的油膜厚度, mm;  $r_s$  为网格  $(i, j)$  处的半径, mm;  $p_{i+1,j}, p_{i-1,j}$  为对应网格处的油膜压力, Pa;  $\mu$  为液压油黏度,  $\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ ;  $\nu_c$  为网格  $(i, j)$  处的径向滑动速度。

## 2 仿真分析

采用剩余压紧力法<sup>[1,22]</sup>,并结合磨合后的滑靴底面测量结果<sup>[13]</sup>,设置仿真的主要计算参数,如表 1 所示。采用有限体积方法离散守恒形式的雷诺方程和能量方程<sup>[3,23]</sup>,采用超松弛迭代法迭代求解雷诺方程和能量方程,采用牛顿迭代法求

表 1 主要计算参数

Tab.1 Basic parameters for simulation

参数名	值
密封带内径 $r_1$ /mm	6.9
密封带外径 $r_2$ /mm	12.4
球头分布圆半径 $R$ /mm	44
柱塞外径 $r_p$ /mm	9.5
柱塞压力 $p_p$ /MPa	10
缸体转速 $\omega$ /(rad $\cdot$ s <sup>-1</sup> )	50 $\pi$
斜盘倾角 $\beta$ ( $^\circ$ )	14
液压油初始黏度 $\mu_0$ /(mm <sup>2</sup> $\cdot$ s <sup>-1</sup> )	30.69
内侧磨损高度 $\Delta h_1$ /μm	2
外侧磨损高度 $\Delta h_2$ /μm	2
顶点相对位置 $\lambda$	0.1
滑靴弹性模量 $E$ /GPa	108
滑靴材料泊松比 $\nu_c$	0.32

解力和力矩的平衡方程。顺序解耦、循环修正得到滑靴动态运行时的泄漏流量  $q$ 、和油膜厚度矢量  $h$ 。

滑靴底面三点的油膜厚度在一个运转周期的变化曲线如图 5 所示。缸体每转  $360^\circ$ ，滑靴在斜盘工作面上滑移一圈，前半周期在斜盘排油侧滑动，底面以承受高压为主，后半周期在斜盘吸油侧滑动，底面以承受低压为主。在缸体转角  $180^\circ$  后，滑靴实现稳定运行，下面以  $180^\circ \sim 2160^\circ$  的单个运行周期为例进行分析。

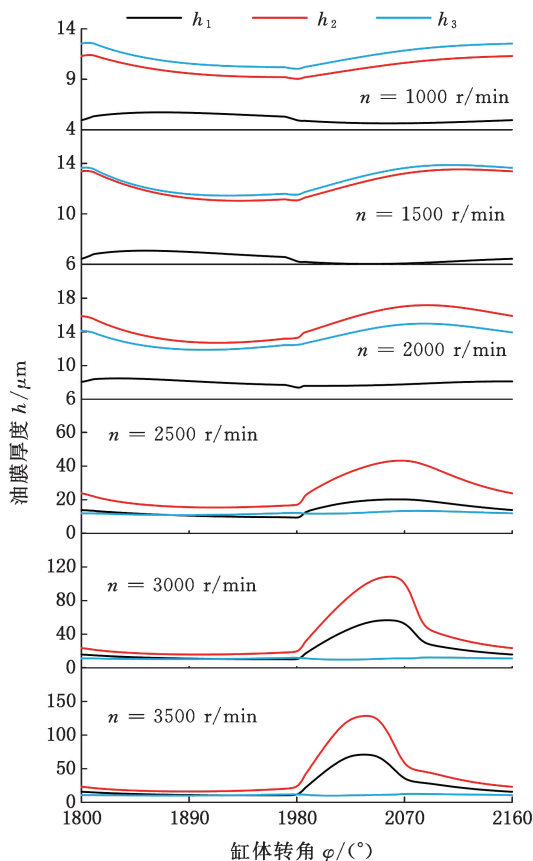


图 5 不同转速下滑靴底面三点油膜厚度变化曲线

Fig.5 Curves of thickness at three points on the slipper sealing land under different rotational speeds

缸体转角为  $180^\circ \sim 1810^\circ$  时，滑靴滑入斜盘排油侧，承压腔压力迅速升高；滑靴受到的压紧力、前倾力矩迅速增大。不同缸体转速下的油膜厚度变化表现出以下特点：缸体转速为 1000, 1500, 2000 r/min 时，油膜厚度  $h_2$ 、 $h_3$  的曲线下降，厚度  $h_1$  的曲线上升，且上升幅度随转速的提高而逐渐减小。缸体转速为 2500, 3000, 3500 r/min 时，油膜厚度  $h_1$ 、 $h_2$ 、 $h_3$  的曲线均下降，且油膜厚度  $h_2$  的降幅更显著。滑靴的运行姿态表现为整体下移并前倾。

缸体转角为  $1810^\circ \sim 1890^\circ$  时，滑靴滑入斜盘排油侧前段。采用剩余压紧力法设计的滑靴需要挤压力平衡来自柱塞压紧力。缸体不同转速下的

油膜厚度  $h_1$ 、 $h_2$ 、 $h_3$  的曲线均呈下降趋势。滑靴整体下移，对油膜产生挤压作用。

缸体转角为  $1890^\circ \sim 1980^\circ$  时，滑靴在斜盘排油侧后段滑动，滑靴所受的力矩由前倾力矩逐渐转变为后倾力矩，后倾角不断增大。伴随后倾角的变化，滑靴与斜盘之间的楔形动压效应逐步增强，导致油膜厚度减小的速率有所减缓。转速超过 2000 r/min 时，楔形效应产生的动压力超过剩余压紧力，导致滑靴开始整体上移。图 5 中表现为油膜厚度  $h_2$ 、 $h_3$  的曲线逐渐上升，而由于滑靴后倾角的增大，油膜厚度  $h_1$  的曲线继续下降。

缸体转角为  $1980^\circ \sim 1985^\circ$  时，滑靴由排油侧滑入吸油侧。一方面，由于滑靴姿态变化具有滞后性，动压力超过剩余的压紧力，滑靴快速抬升，导致油膜厚度增大；另一方面，随着滑靴底面承压腔压力的降低，滑靴产生弹性回复效应，油膜厚度减小。因此，油膜厚度  $h_1$ 、 $h_2$ 、 $h_3$  的变化曲线呈现明显的非线性特征，这种变化受到转速的直接影响。缸体转速为 1000, 1500, 2000 r/min 时，油膜厚度  $h_1$ 、 $h_2$ 、 $h_3$  曲线下降，降幅随着转速的增大而逐渐减小；缸体转速为 2500, 3000, 3500 r/min 时，油膜厚度  $h_1$ 、 $h_2$ 、 $h_3$  曲线上升，增幅随着转速的增大而逐渐增大。

缸体转角为  $1985^\circ \sim 2045^\circ$  时，滑靴在斜盘吸油侧前段滑动，为平衡柱塞压紧力的减小，滑靴需上移以增大油膜厚度，减弱动压效应对滑靴的影响。各转速条件下，滑靴底面三点油膜厚度的均值快速增大，特别是在高转速条件下，由于滑靴与缸体之间相对速度的增加，动压效应更为显著，使油膜形成更大的支撑力，促使滑靴底面整体油膜厚度的上升速率显著增大。缸体转速低于 2000 r/min 时，油膜厚度  $h_1$  曲线下降，且转速越低，下降速率越大。这表明滑靴在低速运行中需通过增大后倾角来维持所需的动压力。转速超过 2500 r/min 时，油膜厚度  $h_3$  曲线也下降。这是由于高转速下滑靴所受离心力矩显著增大，导致滑靴外倾，调整底面压力分布。

缸体转角为  $2045^\circ \sim 2160^\circ$  时，滑靴进入斜盘吸油侧的后段，所受的惯性力逐渐增大。此时，滑靴底面的油膜厚度足够大，楔形动压效应相对较弱。为平衡逐渐增大的惯性力，滑靴下移以提供额外的挤压力。图 5 中，油膜厚度  $h_2$ 、 $h_3$  的曲线下降。

### 3 结果分析

#### 3.1 转速分析

图 6 所示为转速提高时，滑靴底面最小间隙

点轨迹变化曲线,图中滑靴在斜盘表面逆时针方向滑动。

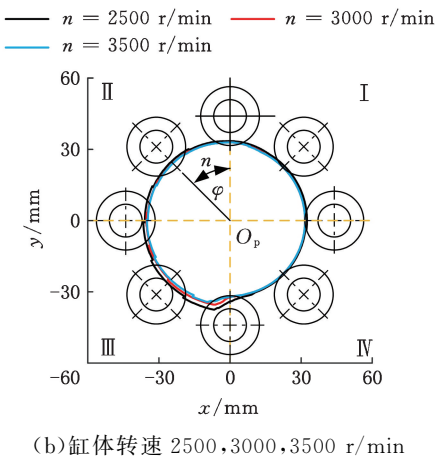
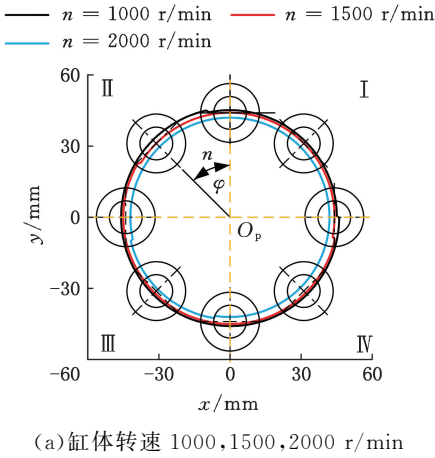


图 6 不同转速的底面最小间隙点轨迹

Fig.6 Trajectory of the minimum clearance point on the sealing land under different rotational speeds

转速为 1000,1500,2000 r/min 时,滑靴底面最小间隙点落于 I、IV 象限,表明滑靴在后倾滑动,倾斜方位角在 180°附近。随着转速的提高,滑靴倾斜方位角逐渐减小。转速 3500 r/min 时,滑靴倾斜方位角达到最小值 85°,呈现明显的内倾滑动姿态。

图 7 给出了转速对滑靴密封带底面中心间隙  $h_0$  的影响。转速为 1000,1500,2000,2500,3000,3500 r/min 时,底面中心间隙在排油侧的平均增

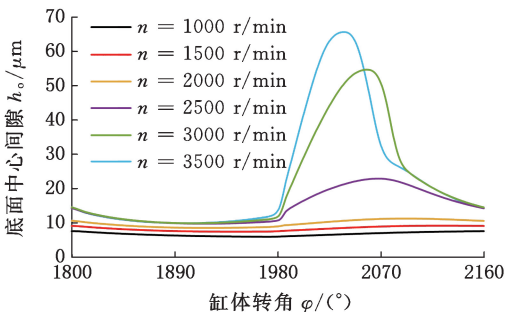


图 7 转速对底面中心间隙的影响

Fig.7 Slipper axial displacement at different speeds

长幅度分别为 21.36%、39.02%、64.91%、68.19% 和 69.5%,在吸油侧的平均增长幅度分别为 25.57%、53.44%、170.91%、356.50% 和 401.59%。滑靴密封带底面中心间隙随转速的提高而增大,在排油侧的底面中心间隙平均增长幅度小于吸油侧的底面中心间隙平均增长幅度。

得到滑靴密封带底面油膜厚度矢量  $h$  后,可求得滑靴密封带底面的最小间隙  $h_{min}$ 。图 8 给出了转速对滑靴密封带底面最小间隙的影响,滑靴在吸油侧时,底面最小间隙更小。转速从 1000 r/min 提高到 2500 r/min 时,滑靴在吸油侧的底面最小间隙均值增大 105.65%。转速从 2500 r/min 提高到 3500 r/min 时,滑靴在吸油侧的底面最小间隙均值减小 21.96%。转速超过 3000 r/min 后,最小间隙进一步减小,将小于斜盘和滑靴的粗糙度峰值之和,滑靴将与斜盘发生碰撞。

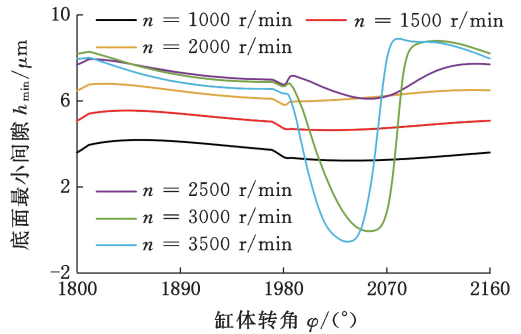


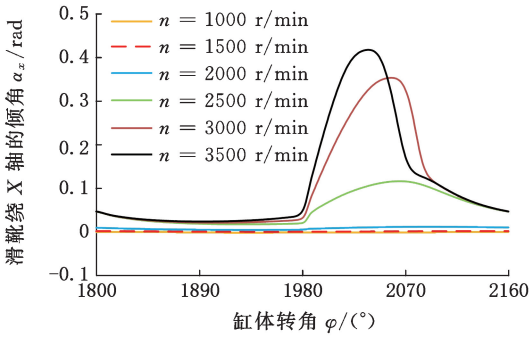
图 8 转速对底面最小间隙的影响

Fig.8 Slipper minimum thickness at different speeds

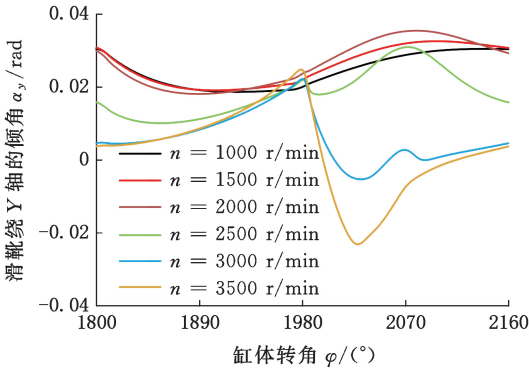
图 9 所示为转速与倾斜角度变化之间的关系。 $\alpha_x > 0$  表示滑靴内倾, $\alpha_x < 0$  表示外倾; $\alpha_y > 0$  表示滑靴后倾, $\alpha_y < 0$  表示前倾。在图 9a 中,转速分别为 1000,1500,2000,2500,3000,3500 r/min 时,滑靴在排油侧绕 X 轴倾斜角度  $\alpha_x$  平均值依次为 -0.0016,0.0011,0.0062,0.0232,0.0266,0.02965 rad,吸油侧的  $\alpha_x$  平均值分别为 -0.0015,0.0017,0.0101,0.0835,0.1785,0.1950 rad。由此可见,滑靴的运行姿态从外倾变为内倾,内倾角度随转速的增加而增长,且在吸油侧滑靴的倾侧更明显。

图 9b 中,转速分别为 1000,1500,2000,2500,3000,3500 r/min 时,滑靴在排油侧绕 Y 轴的倾斜角度  $\alpha_y$  平均值依次为 0.0118,0.0135,0.0173,0.0209,0.0275,0.0479 rad,转速越高,滑靴前后倾变化越剧烈。转速超过 2500 r/min 时,滑靴将与斜盘发生碰撞,瞬间冲击导致滑靴由后倾姿态迅速转为前倾姿态。

滑靴滑通过吸油区至排油区的过渡区时,所受负载发生突变,图 10 所示为该阶段转速对滑靴



(a) 绕 X 轴倾斜角度



(b) 绕 Y 轴倾斜角度

图 9 转速对倾斜角度的影响

Fig.9 The effect of rotational speed on tilt angle

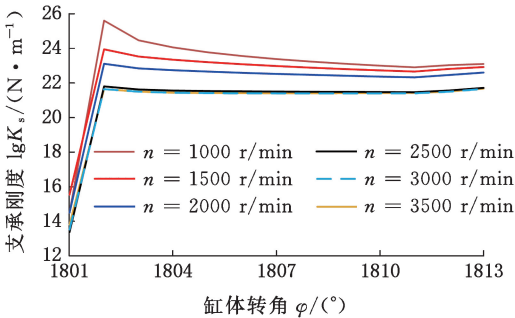


图 10 转速对滑靴支承刚度的影响

Fig.10 The effect of rotational speed on the bearing stiffness

支承刚度的影响。滑靴的油膜刚度与油膜厚度成反比,也与滑靴的姿态相关,结合图 7、图 9 可知滑靴的支承刚度随转速的提高而减小。

图 11 显示了在排油段,转速对滑靴底面瞬时泄漏的影响。转速分别为 1000, 1500, 2000, 2500, 3000, 3500 r/min 时,排油段的滑靴底面瞬时泄漏增幅分别为 60.57%、121.82%、189.21%、209.29%、261.78%,滑靴底面的瞬时泄漏随转速的升高而增大。

### 3.2 密封带宽度分析

采用剩余压紧力法,在斜盘倾角为 0°时,按压紧系数 0.98 设计 3 种不同密封带宽度的滑靴,并设置表面轮廓参数如表 2 所示。

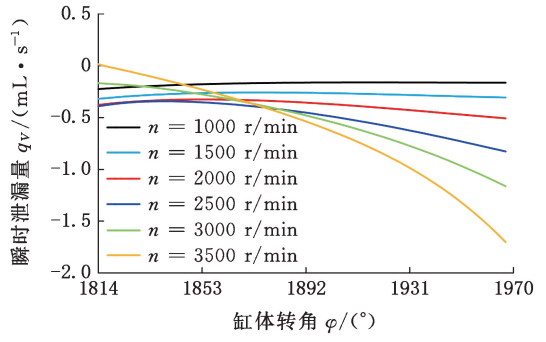


图 11 转速对滑靴底面瞬时泄漏的影响

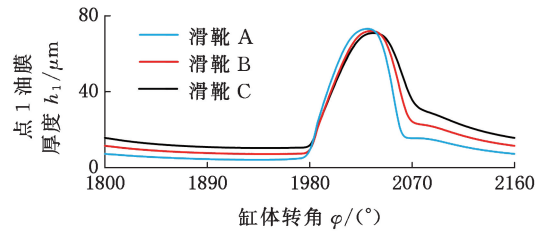
Fig.11 Slipper leakage at different speeds

表 2 仿真运行参数表

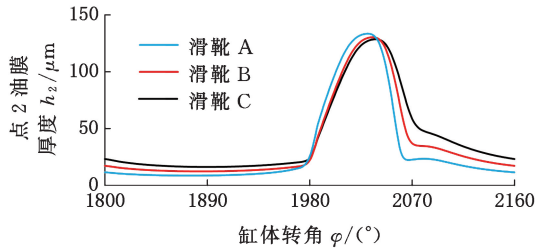
Tab.2 Parameters of the experiment

滑靴编号	A	B	C
密封带内径 $r_1$ /mm	8	7.4	6.9
密封带外径 $r_2$ /mm	11.2	11.8	12.4
密封带宽度 $r_2 - r_1$ /mm	3.2	4.4	5.5
内侧磨损高度 $\Delta h_1$ /mm	1.56	1.78	2.00
外侧磨损高度 $\Delta h_2$ /mm	1.56	1.78	2.00
外内径比 $\lambda_r$	1.4	1.6	1.8

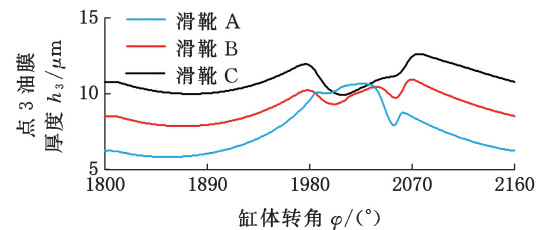
图 12 给出了 3500 r/min 转速下滑靴密封带宽度变化对底面三点油膜厚度的影响。随着密封带的增宽,油膜厚度曲线振幅有减小的趋势,表明宽的密封带能提供更大的支承刚度,可减小滑靴偏磨概率。



(a) 点 1 油膜厚度



(b) 点 2 油膜厚度



(c) 点 3 油膜厚度

图 12 密封带宽度对滑靴底面三点油膜厚度的影响

Fig.12 The comparison of thickness for the three slippers at different widths

图13给出了转速3500 r/min下滑靴底面瞬时泄漏量随密封带增宽的变化。滑靴密封宽度由3.2 mm增至4.4 mm时,底面泄漏量减小5.49%;滑靴密封宽度由4.4 mm增至5.5 mm时,底面泄漏量增大32.48%。结合式(10)可知滑靴底面泄漏量与密封宽度成反比,与油膜厚度的3次方成正比。计及磨损轮廓后,滑靴底面密封带增宽有利于形成楔形收敛效应,增大滑靴底面整体油膜厚度,因此对密封性能的影响呈现出非线性特征。

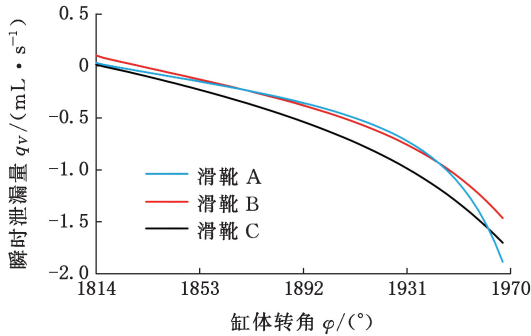


图13 密封带宽度对滑靴瞬时泄漏的影响

Fig.13 Slipper leakage at different widths

#### 4 结论

1) 缸体转速变化时,滑靴有非常复杂的瞬时响应。转速从1000 r/min提高到2500 r/min时,滑靴在吸油侧的底面最小间隙均值增大105.65%;转速从2500 r/min提高到3500 r/min时,滑靴在吸油侧的底面最小间隙均值减小21.96%。计及磨损轮廓后,适当提高转速将增强底面动压效应,使滑靴底面中心间隙、底面最小间隙增大;转速过高时,滑靴离心力增大,底面动压效应增强,使底面中心油膜增厚、支承能力下降、底面最小油膜厚度减小、泄漏增加,且在排油侧易与斜盘发生刚性碰撞而偏磨。

2) 滑靴底面密封带增宽时,滑靴底面油膜厚度曲线振幅有减小的趋势,表明增加密封带宽度能提供更强的支承刚度,并有利于滑靴抗倾。计及磨损轮廓后,滑靴密封带宽度对密封性能的影响表现出非线性特征,适当增大密封带宽度有利于提高密封性能,但密封带过宽如密封带内径比超过1.6将增强底面动压效应,使得底面中心油膜增厚、底面泄漏增大。

3) 滑靴在排油侧泄漏增加、在吸油侧偏磨是单密封带滑靴高速应用的主要制约因素。后续研究将讨论辅助支承环对底面磨损轮廓的控制机理,分析辅助支承环在提高滑靴抗倾能力、减少底面泄漏中的作用。

#### 参考文献:

- [1] YIN Fanglong, CHEN Yuntong, MA Zhonghai, et al. Investigation on Mixed Thermalelsto hydrodynamic Lubrication Behavior of Slipper/Swash Plate Interface in Water Hydraulic Axial Piston Pump[J]. Tribology International, 2023, 189:108896.
- [2] 郭明, 聂松林, 纪辉, 等. 海水液压柱塞泵中新型滑盘副的设计及其润滑特性研究[J]. 中国机械工程, 2022, 33(24):2942-2952.
- [3] GUO Ming, NIE Songlin, JI Hui, et al. Design and Lubrication Characteristics of a New Integrated Slipper/Swashplate Interface in Seawater Hydraulic Piston Pumps[J]. China Mechanical Engineering, 2022, 33(24):2942-2952.
- [4] MO Hu, HU Yanping, QUAN Song. Thermo-hydrodynamic Lubrication Analysis of Slipper Pair Considering Wear Profile[J]. Lubricants, 2023, 11(5):190.
- [5] RANSEGNOLA T, SHANGLizhi, VACCA A. A Study of Piston and Slipper Spin in Swashplate Type Axial Piston Machines[J]. Tribology International, 2022, 167:107420.
- [6] XU Bing, WANG Qiannan, ZHANG Junhui. Effect of Case Drain Pressure on Slipper/Swashplate Pair within Axial Piston Pump[J]. Journal of Zhejiang University: Science A, 2015, 16(12):1001-1014.
- [7] 吴怀超, 何永勇, 简晓书. 滑靴底面结构对轴向柱塞泵滑靴副油膜性能影响的数值分析[J]. 润滑与密封, 2014, 39(5):1-5.
- [8] WU Huaichao, HE Yongyong, JIAN Xiaoshu. Numerical Analysis of Influence of Slipper Bottom Structure on Oil Film Performance of Slipper Pair of Axial Piston Pump[J]. Lubrication Engineering, 2014, 39(5):1-5.
- [9] 王慧, 郝立志. 水压轴向柱塞泵滑靴副紊流下水膜静压支承特性[J]. 辽宁工程技术大学学报(自然科学版), 2014, 33(6):837-841.
- [10] WANG Hui, HAO Lizhi. Slipper Pair Hydrostatic Bearing of Water Hydraulic Axial Piston Pump when Fixed Damping is Turbulent[J]. Journal of Liaoning Technical University (Natural Science), 2014, 33(6):837-841.
- [11] HARRIS R M, EDGE K A, TILLEY D G. Predicting the Behavior of Slipper Pads in Swashplate-type Axial Piston Pumps[J]. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 1996, 118(1):41-47.
- [12] BORGHI M, SPECCHIA E, ZARDIN B. Numerical Analysis of the Dynamic Behaviour of Axial Piston Pumps and Motors Slipper Bearings[J]. SAE International Journal of Passenger Cars—Mechani-

- cal Systems, 2009, 2(1):1285-1302.
- [10] 王倩囡. 轴向柱塞泵滑靴副油膜特性的基础研究[D]. 杭州:浙江大学, 2021.  
WANG Qiannan. Research on Oil Film Characteristics of the Slipper Pair in Axial Piston Pump[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2021.
- [11] HOOKE C J, KAKOULLIS Y P. The Effects of Non-flatness on the Performance of Slippers in Axial Piston Pumps[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 1983, 197(4):239-247.
- [12] DARBANI A A, SHANG Lizhi, BEALE J R, et al. Slipper Surface Geometry Optimization of the Slipper/Swashplate Interface of Swashplate-type Axial Piston Machines[J]. International Journal of Fluid Power, 2019:10.13052/ijfp1439-9776.2025.
- [13] IVANTYSYN R, SHORBAGY A, WEBER J. Investigation of the Wear Behavior of the Slipper in an Axial Piston Pump by Means of Simulation and Measurement[C]//12th International Fluid Power Conference. Dresden, 2020:315-326.
- [14] XU Bing, ZHANG Junhui, YANG Huayong. Investigation on Structural Optimization of Anti-overturning Slipper of Axial Piston Pump[J]. Science China Technological Sciences, 2012, 55(11):3010-3018.
- [15] 刘洪, 苑士华, 荆崇波, 等. 磨损轮廓与弹性变形对滑靴动态特性的影响[J]. 机械工程学报, 2013, 49(5):75-83.  
LIU Hong, YUAN Shihua, JING Chongbo, et al. Effects of Wear Profile and Elastic Deformation on the Slipper's Dynamic Characteristics[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013, 49(5):75-83.
- [16] 杜尊令. 轴向柱塞泵效率特性分析及渐变可靠性研究[D]. 沈阳:沈阳工业大学, 2022.  
DU Zunling. Analysis of Efficiency Characteristics and Research on Gradual Reliability of Axial Piston Pump [D]. Shenyang: Shenyang University of Technology, 2022.
- [17] 林硕, 苑士华, 刘洪. 考虑油膜非均匀性的滑靴润滑特性研究[J]. 北京理工大学学报, 2014, 34(4):358-362.  
LIN Shuo, YUAN Shihua, LIU Hong. Analysis on Lubrication Characteristics of Slipper Bearing Considering Un-uniform Gap[J]. Transactions of Beijing Institute of Technology, 2014, 34(4):358-362.
- [18] 汤何胜, 闾耀保, 李晶, 等. 计及表面变形的轴向柱塞泵滑靴副热流体动力润滑分析[J]. 机械工程学报, 2017, 53(4):168-176.  
TANG Hesheng, YIN Yaobao, LI Jing, et al. Thermohydrodynamic Lubrication Analysis of Slipper Pair in Axial Piston Pump Considering Surface Deformation[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2017, 53(4):168-176.
- [19] CHAO Qun. Derivation of the Reynolds Equation in Cylindrical Coordinates Applicable to the Slipper/Swash Plate Interface in Axial Piston Pumps [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 2021, 235(4):798-807.
- [20] CHRISTENSEN H. Elastohydrodynamic Theory of Spherical Bodies in Normal Approach[J]. Journal of Lubrication Technology, 1970, 92(1):145-153.
- [21] TANG Hesheng, REN Yan, XIANG Jiawei. A Novel Model for Predicting Thermoelastohydrodynamic Lubrication Characteristics of Slipper Pair in Axial Piston Pump [J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2017, 124/125:109-121.
- [22] 李海浪, 刘发刚, 张保明. 滑靴磨损失效的优化改进[J]. 液压气动与密封, 2015, 35(7):75-78.  
LI Hailang, LIU Fagang, ZHANG Baoming. Improvement of Slipper Wear Failure Mode[J]. Hydraulics Pneumatics & Seals, 2015, 35(7):75-78.
- [23] 符江锋, 李华聪, 曾夏青, 等. 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 Jiangfeng, LI Huacong, ZENG Xiaqing, et al. Numerical Simulation of Hybrid Lubrication Characteristics of Slipper Pair of Aviation Fuel Piston Pump[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2018, 44(5):939-950.

(编辑 张 洋)

作者简介:莫 虎,男,1985年生,博士,副教授。研究方向为机电液集成系统设计。发表论文7篇。E-mail:160103030002@mail.hnust.edu.cn。胡燕平\*(通信作者),男,1957年生,博士、教授。研究方向为机电液集成系统设计。发表论文50余篇。E-mail:yphu@hnust.edu.cn。

#### 本文引用格式:

莫虎,胡燕平.单密封带滑靴高速应用制约因素分析[J]. 中国机械工程, 2025, 36(1):96-103.

MO Hu, HU Yanping. Analysis of Limiting Factors for High-speed Application of Single-seal Slippers[J]. China Mechanical Engineering, 2025, 36(1):96-103.