

# 液压油物性参数对柱塞副润滑特性的影响

孙光明<sup>1,2</sup>, 孙健<sup>3</sup>, 李国祥<sup>1\*</sup>, 白书战<sup>1</sup>, 郑亮<sup>1</sup>, 师广强<sup>2</sup>

1. 山东大学核科学与能源动力学院, 山东 济南 250061;

2. 内燃机与动力系统全国重点实验室, 山东 潍坊 261061;

3. 重油高科电控燃油喷射系统(重庆)有限公司, 重庆 401329

**摘要:**为研究液压油物性参数对柱塞泵柱塞副油膜压力、表面弹性变形、黏性摩擦力、液压油泄漏的影响规律,建立轴向柱塞副油膜压力方程和厚度方程,利用交错网格法对油膜进行离散,利用 MATLAB 和 Abaqus 软件分别求解油膜压力和厚度、柱塞副表面弹性变形,采用 Python 编程,进行 MATLAB 和 Abaqus 间数据的实时交换,实现柱塞副油膜进行流-固耦合计算;建立柱塞副油液简化刚度模型和 Roelands 黏温-黏压方程,分析柱塞副油液刚度和黏度对柱塞副油膜润滑特性的影响。结果表明:油膜刚度对柱塞副油膜压力的影响较大,油膜刚度由 29 420 N/mm 增大至 46 667 N/mm,排油区柱塞副油膜平均峰值压力由 208.24 MPa 增大至 259.93 MPa,但油膜刚度对柱塞副表面弹性变形、轴向黏性摩擦力和泄漏的影响较小;液压油黏度对柱塞副油膜压力、黏性摩擦力、泄漏的影响显著,但对柱塞副表面弹性变形影响较小,液压油黏度由 0.009 4 Pa·s 增大至 0.022 5 Pa·s,排油区柱塞副油膜平均峰值压力增大 28.4%,吸油区轴向峰值黏性摩擦力增大 154.8%,排油区峰值泄漏量降低 66.8%。

**关键词:**润滑特性;轴向柱塞泵;油液刚度;油液黏度

**中图分类号:**TK421.9

**文献标志码:**A

**文章编号:**1673-6397(2025)06-0034-09

**引用格式:**孙光明,孙健,李国祥,等. 液压油物性参数对柱塞副润滑特性的影响[J]. 内燃机与动力装置, 2025, 42(6):34-42.

SUN Guangming, SUN Jian, LI Guoxiang, et al. Influence of hydraulic oil physical property parameters on the lubrication characteristics of piston pairs [J]. Internal Combustion Engine & Powerplant, 2025, 42(6):34-42.

## 0 引言

液压介质作为液压系统能量传递的载体,其物理特性对工作环境的变化十分敏感<sup>[1]</sup>,尤其是压力、温度、剪切速率等参数的波动都对液压油的物理特性产生直接影响。

针对液压介质物性参数的变化规律,Nykänen 等<sup>[2]</sup>在假定油液中含气量为常数的基础上,提出了变压力状态下预测油液等效刚度的 Nykanen 模型。曹学鹏等<sup>[1,3]</sup>针对海洋环境,建立了考虑水深和含气量的油液变刚度模型,并验证了其合理性;同时还研究了油液黏度与海水深度的关系,建立了变深度油液黏度理论分析模型。

针对液压介质物性参数对柱塞泵的影响,郭佳等<sup>[4]</sup>研究了油液黏度对柱塞泵流动特性的影响;杨攀<sup>[5]</sup>建立了液压油的黏温-黏压模型,分析了液压油黏度对柱塞腔油液压力、配流副油膜泄漏和油膜支

**收稿日期:**2025-10-13

**基金项目:**山东省重大创新工程项目(2022CXGC020702)

**第一作者简介:**孙光明(1979—),男,山东安丘人,山东大学博士研究生,内燃机与动力系统全国重点实验室高级工程师,主要研究方向为液压泵关键技术,E-mail: sungm@weichai.com。

**\*通信作者简介:**李国祥(1965—),男,山东蓬莱人,工学博士,教授,博士生导师,主要研究方向为内燃机燃烧与排放控制技术、整机开发及可靠性、新能源汽车,E-mail: liguox@sdu.edu.cn。

撑力的影响;菅光霄等<sup>[6]</sup>基于弹流润滑理论分析齿轮系统油膜刚度,发现当载荷减小和齿轮转速增大时,油膜刚度减小;Huang等<sup>[7]</sup>提出了一种修正的液压油法向刚度和切向刚度的计算模型;Zhang等<sup>[8]</sup>提出了一种适用于计算齿轮和轴承系统中润滑接触区域油膜刚度和阻尼的弹性流体动力润滑线接触-振动模型;Zhang等<sup>[9]</sup>对线接触问题的法向接触刚度和油膜刚度进行了分析和数值仿真,发现增大载荷会增加油膜刚度。

上述研究主要集中于建立描述液压油黏度、刚度变化的数学模型,关于黏度、刚度变化对柱塞泵性能影响方面的研究较少;且现有研究多集中在轴承、齿轮领域,关于油膜黏度、刚度变化对轴向柱塞泵柱塞副润滑特性影响的研究也较少。基于此,本文中建立油膜黏度、刚度模型,通过数值仿真,分析不同油膜黏度、刚度条件下轴向柱塞泵柱塞副润滑特性的变化规律。

## 1 柱塞副润滑模型

### 1.1 柱塞副油膜厚度模型

柱塞受到外力作用会在缸孔中发生倾斜。本文中,使用柱塞两端在水平和垂直方向与缸孔中心的偏移距离描述柱塞在缸孔中的姿态。其中,在靠近滑靴端,柱塞在水平和垂直方向的偏移距离分别为 $e_1$ 、 $e_2$ ;在配流盘端,柱塞在水平和垂直方向的偏移距离分别为 $e_3$ 、 $e_4$ 。柱塞在缸孔中的姿态如图1<sup>[10]</sup>所示。

通过几何关系可以推导得到柱塞副表面任意一点的油膜厚度

$$h = r_c - r_p - \left[ e_2 - \frac{l_z(e_2 - e_4)}{l_{cz}} \right] \sin \varphi - \left[ e_1 - \frac{l_z(e_1 - e_3)}{l_{cz}} \right] \cos \varphi, \quad (1)$$

式中: $l_{cz}$ 为柱塞副实际接触长度, $l_z$ 为柱塞副任意位置与柱塞副球头端面的距离, $r_c$ 为柱塞孔内壁半径, $r_p$ 为柱塞半径, $\varphi$ 为柱塞倾斜角度。

### 1.2 柱塞副油膜压力模型

轴向柱塞泵柱塞副间隙内的油液流动满足连续性方程和N-S方程,忽略柱塞副油膜质量力、惯性力,以及油膜压力、速度在厚度方向上的变化,得到柱塞副油膜压力方程<sup>[11]</sup>:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6 \left( \omega r_p \frac{\partial h}{\partial x} + v_p \frac{\partial h}{\partial y} \right) + 12 \frac{\partial h}{\partial t}, \quad (2)$$

式中: $p$ 为油膜压力, $\omega$ 为柱塞转动角速度, $v_p$ 为柱塞沿柱塞轴向的运动速度, $\mu$ 为液压油动力黏度。

### 1.3 油膜压力方程求解

式(2)为非线性偏微分方程,无法直接求得解析解,本文中采用有限体积法<sup>[12]</sup>对计算域进行离散,采用交错网格法<sup>[13]</sup>对柱塞副油膜进行离散,采用迭代法求式(2)

的数值解。油膜网格划分如图2所示,图中,圆形节点用于求解油膜厚度,三角形节点用于计算油膜压力。网格由规则排列的节点构成,中心节点记为 $P(i, j)$ ,相邻4个节点分别为北节点 $N(i, j+1)$ 、南节点 $S(i, j-1)$ 、东节点 $E(i+1, j)$ 、西节点 $W(i-1, j)$ ;围绕节点 $P$ 的正方形阴影区域为该节点的控制体积,即有限体积法中的积分单元,其边界分别为北边界 $n$ 、南边界 $s$ 、东边界 $e$ 、西边界 $w$ ;  $\Delta x$ 为边界 $w$ 、 $e$ 间的长度,  $\Delta y$ 为边界 $n$ 、 $s$ 间的长度;  $\delta_{WP}$ 为从西节点 $W$ 到节点 $P$ 的长度,  $\delta_{PE}$ 为从节点 $P$ 到东节点 $E$ 的长度,  $\delta_{SP}$ 为从南节点 $S$ 到节点 $P$ 的长度,  $\delta_{PN}$ 为从节点 $P$ 到

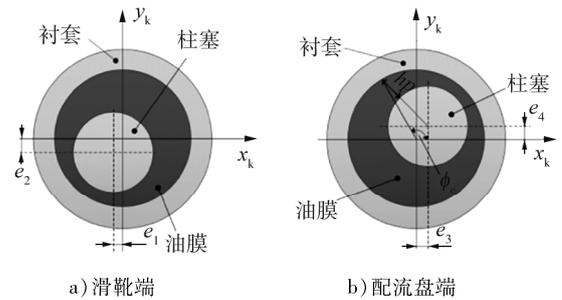


图1 柱塞姿态示意图

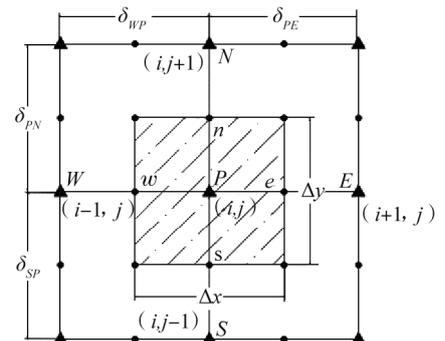


图2 油膜网格划分

北节点  $N$  的长度。

将式(2)在控制体区域内积分可以得到:

$$\alpha_P p_P = \alpha_E p_E + \alpha_W p_W + \alpha_N p_N + \alpha_S p_S + Q, \quad (3)$$

式中:  $p_P, p_E, p_W, p_S, p_N$  分别为中心和东、西、南、北节点的压力;  $\alpha_P, \alpha_E, \alpha_W, \alpha_S, \alpha_N$  分别为对应节点的系数,

$\alpha_E = \frac{h_e^3 \Delta y}{\mu \Delta x}, \alpha_W = \frac{h_w^3 \Delta y}{\mu \Delta x}, \alpha_N = \frac{h_n^3 \Delta x}{\mu \Delta y}, \alpha_S = \frac{h_s^3 \Delta x}{\mu \Delta y}, \alpha_P = \alpha_E + \alpha_W + \alpha_N + \alpha_S$ , 其中,  $h_e, h_w, h_n, h_s$  为控制体

东、西、北、南界面处的渗透系数;  $Q = -6[\omega r_p(h_e - h_w) \Delta y - v_p(h_n - h_s) \Delta x] - 12 \int_w^e \int_s^n \frac{\partial h}{\partial t} dx dy$ 。

采用逐次超松弛迭代法对式(3)进行迭代求解,其迭代式为:

$$p_P^{(k+1)} = p_P^{(k)} + \varepsilon \left( \frac{\alpha_E^{(k)} p_E^{(k)} + \alpha_W^{(k)} p_W^{(k)} + \alpha_N^{(k)} p_N^{(k)} + \alpha_S^{(k)} p_S^{(k)} + Q}{\alpha_P^{(k)}} - p_P^{(k)} \right), \quad (4)$$

式中:  $k$  为迭代次数;  $\varepsilon$  为松弛因子,  $\varepsilon = 1.7$ 。

迭代计算的边界条件为:入口压力  $p_{1,j=1} = p_D$ , 出口压力  $p_{0,j=n} = p_C$ , 周向边界压力  $p_{i=1} = p_{i=m}$ , 其中,  $p_D$  为柱塞腔压力,  $p_C$  为柱塞泵壳体腔压力。

### 1.4 油膜流-固耦合计算

仿真分析柱塞副表面弹性变形对柱塞副油膜厚度和压力分布的影响。柱塞副油膜仿真计算流程如图3所示。

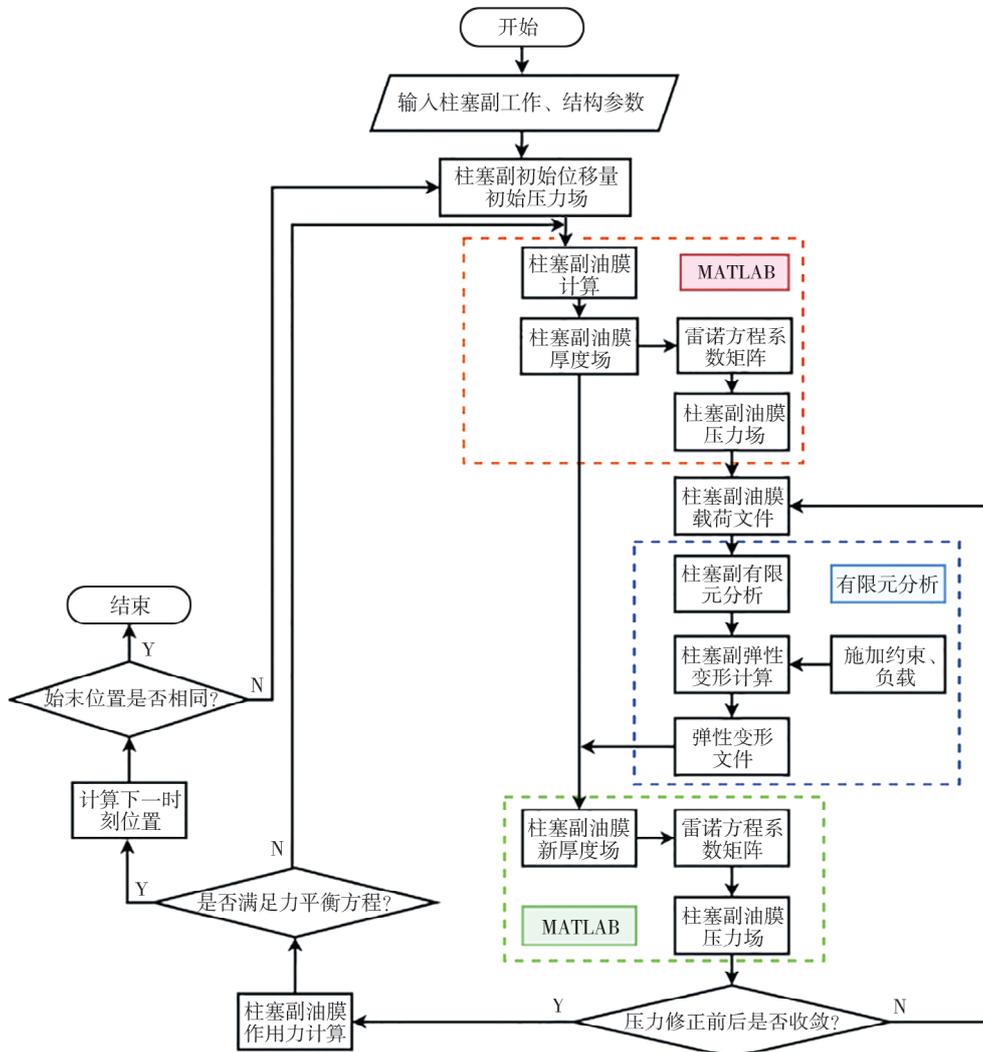


图3 柱塞副油膜仿真计算流程

在 Abaqus 中,通过引入径向弹簧将柱塞副油膜压力转化为作用在柱塞副表面的载荷,以此计算柱塞副表面的弹性变形。利用 MATLAB 编写程序求解柱塞副的油膜压力分布与油膜厚度。利用 Python 编程实现 Abaqus 与 MATLAB 之间的实时数据传递,利用柱塞副表面弹性变形修正油膜厚度分布,更新油膜压力分布,最终实现柱塞副油膜的流-固耦合计算<sup>[14]</sup>。Abaqus 计算网格模型如图 4 所示,柱塞副载荷加载示意图如图 5 所示。

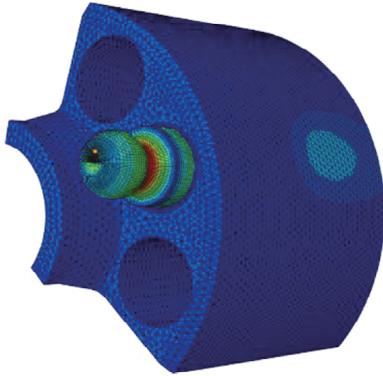


图4 Abaqus 网格模型

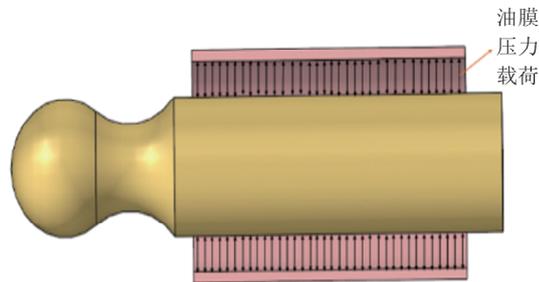


图5 柱塞副载荷加载示意图

仿真分析在不同工况下柱塞副润滑特性变化规律,计算所需的参数如表 1 所示。

表 1 仿真计算所需参数

柱塞直径/mm	柱塞孔直径/mm	柱塞数	柱塞泵转速/(r·min <sup>-1</sup> )	斜盘倾角/(°)	柱塞倾角/(°)
44.913	45.005	9	1 600	15	5
柱塞腔高压区压力/MPa		柱塞腔低压区压力/MPa		壳体腔压力/kPa	柱塞组件质量/kg
40		2		500	1.74

## 2 油液刚度对柱塞副润滑特性的影响

### 2.1 油液刚度模型

为研究油膜刚度对柱塞副润滑特性的影响,在 Abaqus 中使用径向弹簧模拟柱塞副油膜,通过改变径向弹簧刚度更改油膜刚度。本文中使用的柱塞腔液压油刚度近似代替柱塞副油膜刚度,液压油的等效刚度表征使活塞杆产生单位长度的位移  $\Delta l$  需要施加的力  $\Delta F$ 。将柱塞腔近似等效为圆形腔室,则油液的等效刚度<sup>[15-17]</sup>

$$k_h = -\Delta F/\Delta l = A_c^2 K/V_c, \quad (5)$$

式中: $A_c$  为柱塞腔横截面积,  $m^2$ ;  $V_c$  为柱塞腔容积,  $m^3$ ;  $K$  为液压油体积弹性模量, Pa, 在绝热工况下,  $\{K\} = -0.0001\{p_d\}^2 + 1.2\{p_d\} + 0.1(1.57 + 0.15 \times \log\{\nu\}) \times 10^{4 + \frac{20 - \{\theta\}}{417}}$ , 其中,  $\{K\}$  为  $K$  的数值,  $\{p_d\}$  为以 Pa 为单位的油液压力  $p_d$  的数值,  $\{\nu\}$  为以  $m^2/s$  为单位的油液运动黏度  $\nu$  的数值,  $\{\theta\}$  为以  $^\circ C$  为单位的油液温度  $\theta$  的数值。

选取柱塞腔油液压力分别为 20、30、40、50 MPa 工况,计算对应油液刚度并开展仿真对比分析,以考察不同刚度条件下柱塞副的弹性变形、油膜压力分布、轴向摩擦力及油液泄漏量等关键特性的变化规律。4 种柱塞腔压力条件下的油液刚度及其对柱塞副润滑特性影响的分析参数如表 2 所示。

表2 4种柱塞腔压力条件下的油液刚度及其对柱塞副润滑特性影响的分析参数

斜盘倾角/(°)	柱塞倾角/(°)	主轴转速/(r·min <sup>-1</sup> )	负载压力/MPa	油液刚度/(N·mm <sup>-1</sup> )
15	5	1 600	40	29 420, 37 872, 40 529, 46 667

## 2.2 油液刚度对油膜压力的影响

油液刚度对柱塞副油膜峰值压力的影响如图6所示。由图6可知:不同油液刚度下,柱塞副油膜峰值压力随主轴转角的变化趋势相同;油膜峰值压力随油液刚度增大而增大,但是柱塞腔排油区油膜峰值压力增幅较大,而柱塞腔吸油区油膜峰值压力增幅较小。当油液刚度由29 420 N/mm增大至46 667 N/mm时,排油区油膜平均峰值压力由208.24 MPa增大至259.93 MPa,增幅为24.82%;吸油区油膜平均峰值压力由93.84 MPa增大至97.24 MPa,增幅为3.62%。因此,增大油液刚度主要导致排油区柱塞副油膜峰值压力增大。

## 2.3 油液刚度对弹性变形的影响

油液刚度对柱塞副表面弹性变形的影响如图7所示。由图7可知:不同油液刚度下,柱塞副表面弹性变化的变化趋势相近;在柱塞腔排油区,油液刚度最大时柱塞副弹性变形最大;在柱塞腔吸油区,柱塞副表面弹性变形峰值在前期随着油液刚度增加而减小,后期则逐渐趋于一致;油液刚度由29 420 N/mm增大至46 667 N/mm,排油区柱塞副表面平均最大弹性变形从6.016 μm增大至6.146 μm,增幅为2.16%,吸油区柱塞副表面平均最大弹性变形由0.826 μm减小至0.647 μm,减小21.7%。油液刚度对排油区柱塞副表面弹性变形的影响较小,对吸油区柱塞副表面弹性变形影响较大,但因其数值较小,可以认为油液刚度对柱塞副表面弹性变形的影响较小。

## 2.4 油液刚度对轴向黏性摩擦力的影响

油液刚度对柱塞所受轴向黏性摩擦力的影响如图8所示。由图8可知:不同油液刚度下的柱塞副轴向黏性摩擦力随主轴转角的变化曲线基本重合;轴向黏性摩擦力随油液刚度增大而增大,但是增幅很小;油液刚度由29 420 N/mm增至46 667 N/mm,柱塞腔排油区平均轴向黏性摩擦力由132.79 N增大至134.35 N,增大1.17%;吸油区轴向黏性摩擦力的方向与排油区相反,其平均值由28.35 N增大至28.83 N,增大1.69%。由此可见,油液刚度对柱塞副轴向黏性摩擦力的影响较小,在实际工程应用中可以忽略油液刚度对轴向黏性摩擦力的影响。

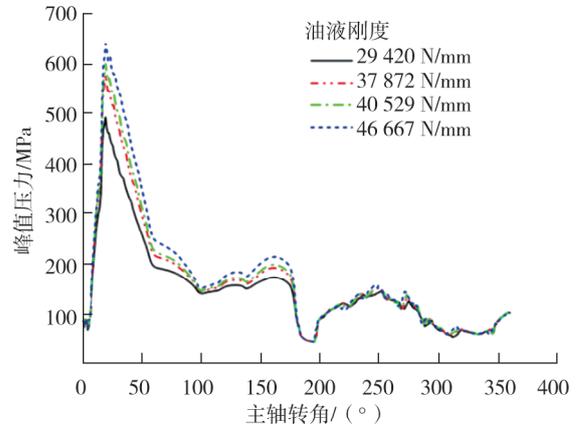


图6 油液刚度对柱塞副油膜峰值压力的影响

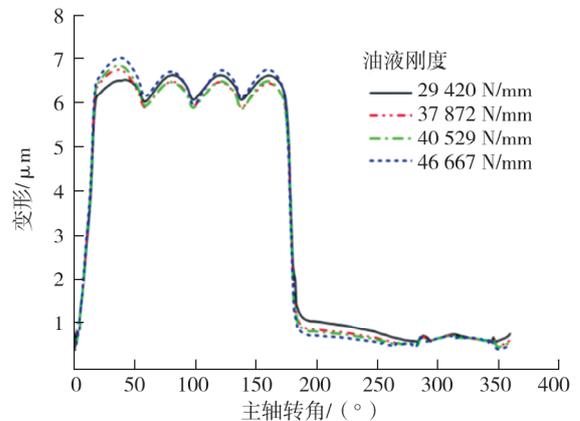


图7 油液刚度对柱塞副表面弹性变形的影响

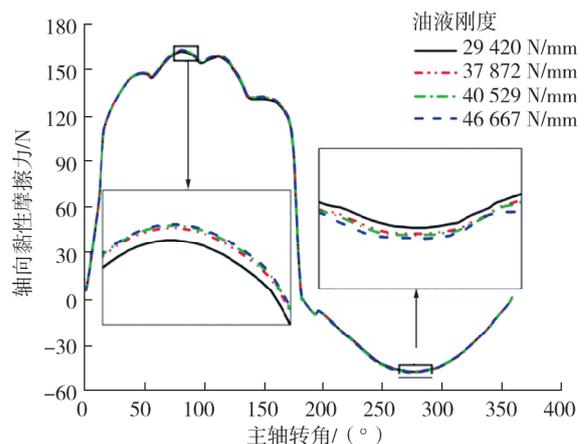


图8 油液刚度对轴向黏性摩擦力的影响

### 2.5 油液刚度对柱塞副泄漏的影响

对轴向柱塞泵一个运转周期中,不同油液刚度下的柱塞副泄漏情况进行仿真分析,结果如图9所示。由图9可知:不同油液刚度下柱塞副泄漏曲线基本重合;随着油液刚度增大,柱塞副泄漏量在排油区小幅降低,而在吸油区小幅增大,但是变化幅度均较小。因此,可以认为油液刚度对柱塞副泄漏的影响较小。

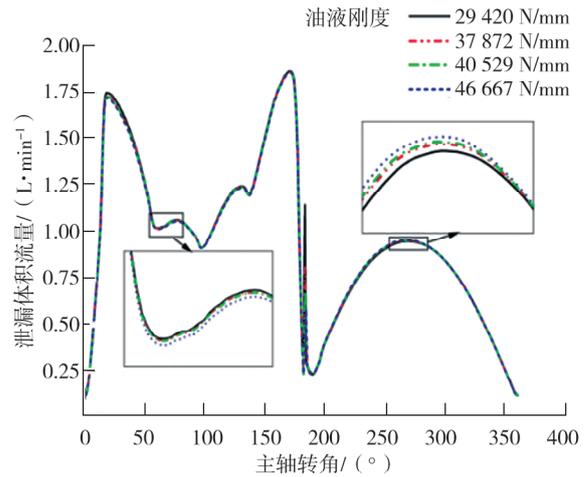


图9 油液刚度对柱塞副泄漏的影响

## 3 油液黏度对柱塞副润滑特性的影响

油液温度和柱塞压力影响液压油黏度,而液压油黏度又影响柱塞副泄漏特性、轴向黏性摩擦力等关键润滑性能参数。Pelosi<sup>[17]</sup>对柱塞副油膜温度场进行了仿真计算和试验研究,发现柱塞副油膜温度沿y向逐渐增大,沿x向则近似均匀增大,但有小幅波动。本文中主要分析油液黏度对柱塞副润滑特性的影响,因此在假定柱塞副油膜温度分布一致的基础上进行相关仿真计算。

### 3.1 油液黏温-黏压方程

经典的Roelands黏温-黏压方程可用于描述液压油动力黏度 $\mu$ 随压力和温度的变化<sup>[18]</sup>。根据该方程, $\mu$ 的数值

$$\{\mu\} = \{\mu_0\} \exp(\ln\{\mu_0\} + 9.67) \left[ (1 + 5.1 \times 10^{-9} \{p\})^z \left( \frac{\{\theta\} - 138}{\{\theta_0\} - 138} \right)^S - 1 \right], \quad (6)$$

式中: $\{\mu_0\}$ 为以Pa·s为单位的环境温度下油液动力黏度 $\mu_0$ 的数值, $\{\mu_0\}=0.0225$ ;  $\{\theta_0\}$ 为以℃为单位的环境温度 $\theta_0$ 的数值; $z = \frac{\alpha_1}{5.1 \times 10^{-9} \times (\ln\{\mu_0\} + 9.67)}$ ,  $S = \frac{\beta_1(\{\theta_0\} - 138)}{\ln\{\mu_0\} + 9.67}$ ,其中, $\alpha_1$ 为黏温因数, $\beta_1$ 为黏压因数。

根据式(6),仿真计算得到油液压力为40 MPa下,油液温度为40、45、50、55℃时的油液黏度分别为0.0165、0.0136、0.0113、0.0094 Pa·s。对柱塞副油膜进行流-固耦合计算,分析油液黏度对柱塞副各主要润滑性能参数的影响,计算所需相关参数如表3所示。

表3 不同油液温度下的油液黏度及其对柱塞副润滑特性影响的分析参数

斜盘倾角/(°)	柱塞倾角/(°)	主轴转速/(r·min <sup>-1</sup> )	负载压力/MPa	油液初始动力黏度/(Pa·s)	油液动力黏度/(Pa·s)
15	5	1 600	40	0.022 5	0.016 5,0.013 6,0.011 3,0.009 4

### 3.2 油液黏度对油膜压力的影响

油液黏度对柱塞副油膜峰值压力的影响曲线如图10所示。由图10可知:不同油液黏度下,油膜峰值压力随主轴转角的变化规律基本一致;柱塞副油膜峰值压力随油液黏度增大而增大。油液黏度由0.0094 Pa·s增大至0.0225 Pa·s,柱塞腔排油区油膜平均峰值压力由197.03 MPa增大至233.53 MPa,增大18.5%;吸油区油膜平均峰值压力由85.27 MPa增大至95.99 MPa,增大12.6%。可见油液黏度对柱塞副油膜压力影响较大。为降低油膜峰值压力,应在满足柱塞泵性能的前提下选择黏度较小的液压油。

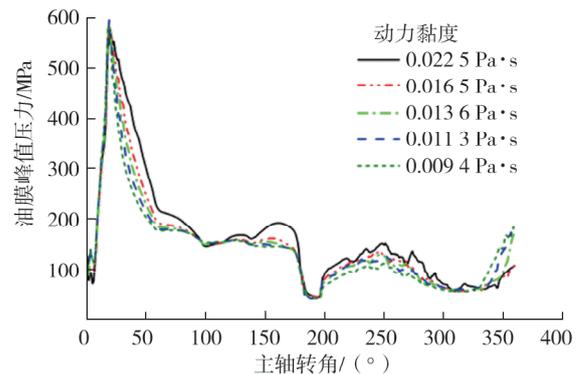


图10 油液黏度对柱塞副油膜峰值压力的影响

### 3.3 油液黏度对柱塞副表面弹性变形的影响

油液黏度对柱塞副表面弹性变形的影响如图 11 所示。由图 11 可知:不同油液黏度下,柱塞副表面峰值弹性变形规律相同,即柱塞腔排油区的弹性变形大且波动较大,而吸油区的弹性变形小且波动较小;随油液黏度增大,排油区和吸油区的柱塞副表面峰值弹性变形却有所不同,排油区的峰值弹性变形随油液黏度增大而减小,吸油区峰值弹性变形却随油液黏度增大而小幅增加。油液黏度由  $0.0094 \text{ Pa}\cdot\text{s}$  增大至  $0.0225 \text{ Pa}\cdot\text{s}$  时,排油区平均峰值变形由  $6.07 \mu\text{m}$  减小至  $5.94 \mu\text{m}$ ,降低  $2.1\%$ ,吸油区平均峰值变形由  $0.63 \mu\text{m}$  增大至  $0.71 \mu\text{m}$ ,增大  $11.3\%$ 。可见吸油区的油液黏度对柱塞副峰值弹性变形影响相对较大,但因其数值较小,可以认为油液黏度对柱塞副弹性变形的影响不明显。

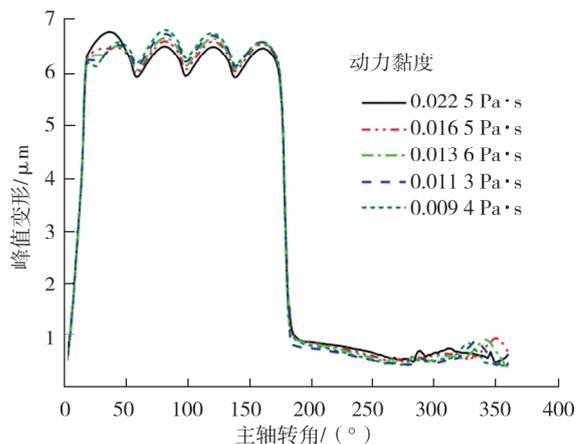


图 11 油液黏度对柱塞副表面弹性变形的影响

### 3.4 油液黏度对轴向黏性摩擦力的影响

油液黏度对柱塞所受轴向黏性摩擦力的影响如图 12 所示。由图 12 可知:油液黏度变化并不会改变轴向黏性摩擦力在柱塞泵一个运转周期内的变化趋势,但是随着油液黏度增大,柱塞所受轴向黏性摩擦力在吸油区和排油区均明显增大。当油液黏度从  $0.0094 \text{ Pa}\cdot\text{s}$  增大至  $0.0225 \text{ Pa}\cdot\text{s}$  时,排油区轴向平均黏性摩擦力从  $110.74 \text{ N}$  增加至  $134.07 \text{ N}$ ,增大  $21.1\%$ ,峰值从  $126.84 \text{ N}$  增加至  $163.24 \text{ N}$ ,增大  $26.7\%$ ;吸油区轴向黏性摩擦力的方向与排油区相反,其平均值从  $10.25 \text{ N}$  增加至  $28.62 \text{ N}$ ,增大  $179.2\%$ ,峰值从  $18.56 \text{ N}$  增加至  $47.29 \text{ N}$ ,增大  $154.8\%$ 。由此可知,油液黏度对柱塞所受轴向黏性摩擦力的影响显著。从降低轴向黏性摩擦力的角度出发,在满足柱塞泵性能的前提下应选择黏度较小的液压油。

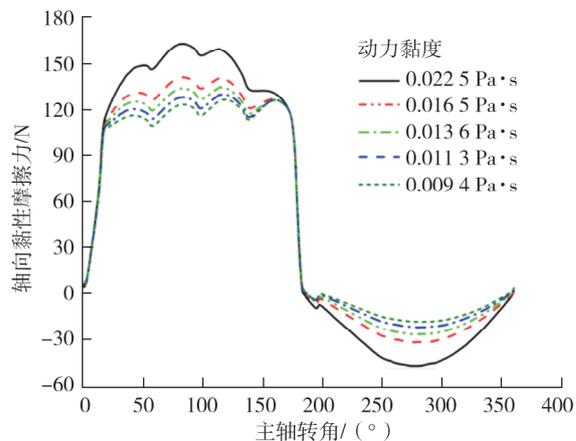


图 12 油液黏度对轴向黏性摩擦力的影响

### 3.5 油液黏度对柱塞副泄漏的影响

油液黏度对柱塞副泄漏的影响如图 13 所示。由图 13 可知:柱塞腔排油区和吸油区的柱塞副泄漏量均随油液黏度增大而降低,且排油区柱塞副泄漏的降幅尤为显著。油液黏度从  $0.0094 \text{ Pa}\cdot\text{s}$  增大至  $0.0225 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ ,在排油区,柱塞副平均泄漏量由  $4.01 \text{ L}/\text{min}$  下降至  $1.24 \text{ L}/\text{min}$ ,降低  $69.1\%$ ,峰值泄漏量由  $5.6 \text{ L}/\text{min}$  减小至  $1.86 \text{ L}/\text{min}$ ,降低  $66.8\%$ ;在吸油区,柱塞副平均泄漏量由  $0.81 \text{ L}/\text{min}$  下降至  $0.65 \text{ L}/\text{min}$ ,降低  $19.8\%$ ,峰值泄漏量由  $1.66 \text{ L}/\text{min}$  减小至  $0.95 \text{ L}/\text{min}$ ,降低  $42.8\%$ 。

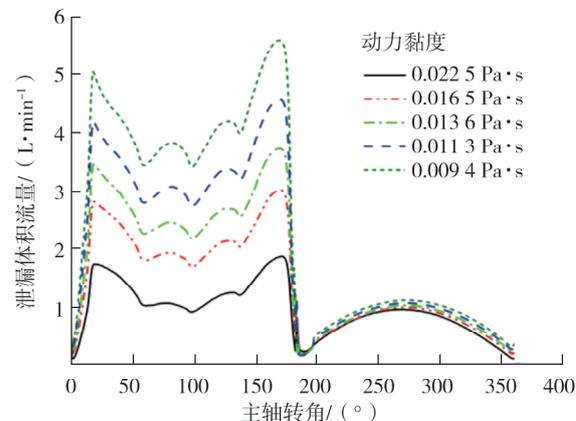


图 13 油液黏度对柱塞副泄漏的影响

流体流经偏心环状间隙时,其体积流量<sup>[19]</sup>

$$q_v = \frac{\pi d_p h^3}{12\mu l_a} \Delta p_d (1 + 1.5\epsilon) \pm \frac{v_p}{2} \pi d_p h, \quad (7)$$

式中: $d_p$  为柱塞直径,  $\epsilon$  为柱塞偏心率。

由式(7)可知,油液黏度增大,柱塞副泄漏量减小。排油区柱塞副泄漏量降幅之所以比吸油区显著,主要源于两方面原因:一是柱塞两端的工作压差在排油区显著高于吸油区;二是在此压差下,泄漏量随油液黏度变化的比率更高。从降低柱塞副泄漏量的角度出发,在满足柱塞泵性能的前提下应选择黏度更大的液压油。

在选择液压油黏度时,应综合考虑其对柱塞副油膜压力、轴向黏性摩擦力和泄漏的影响。

## 4 结论

通过建立简化的柱塞副油液刚度模型以及黏温-黏压方程,对柱塞泵柱塞副油膜进行流-固耦合仿真计算,对比分析油液刚度和黏度对柱塞副润滑特性的影响,得到以下结论。

1)油膜刚度增大,柱塞副油膜压力大幅增大,且排油区油膜压力增幅大于吸油区;当油膜刚度由 29 420 N/mm 增大至 46 667 N/mm 时,排油区油膜平均峰值压力由 208.24 MPa 增大至 259.93 MPa。

2)柱塞副油膜刚度对柱塞副表面弹性变形、轴向黏性摩擦力以及柱塞副泄漏的影响均较小,在实际应用中可基本忽略。

3)柱塞副油液黏度增大,柱塞副油膜峰值压力增大,且排油区增幅大于吸油区;轴向黏性摩擦力显著增大,且吸油区增幅大于排油区;柱塞副泄漏量明显下降,且排油区降幅大于吸油区。但柱塞副油液黏度对柱塞副表面弹性变形的影响较小。油液黏度由 0.009 4 Pa·s 增大至 0.022 5 Pa·s,排油区柱塞副油膜平均峰值压力增大 28.4%,吸油区轴向峰值黏性摩擦力增大 154.8%,排油区油液峰值泄漏量降低 66.8%。

### 参考文献:

- [1] 曹学鹏,曾致豪,王凯丽,等.基于变深环境作用的油液介质变刚度特性研究[J].润滑与密封,2018,43(8):7-13.
- [2] NYKÄNEN T, ESQUE S, ELLMAN A. Comparison of different fluid models[J]. Power Transmission and Motion Control, 2000: 101-110.
- [3] 曹学鹏,周钊强,王官洪,等.基于变深环境模型的油液黏度特性变化规律研究[J].润滑与密封,2017,42(7):1-6.
- [4] 郭佳,刘沛津,叶远芹,等.油液黏度对柱塞泵流动特性影响规律的研究[J].液压与气动,2016,40(8):37-42.
- [5] 杨攀.高速燃油柱塞泵配流冲击及配流副润摩特性研究[D].兰州:兰州理工大学,2022.
- [6] 管光霄,王优强,刘晓玲,等.基于齿轮系统动力学的油膜刚度分析[J].燕山大学学报,2020,44(6):544-551.
- [7] HUANG X B, YANG B T, WANG Y Q. A nano-lubrication solution for high-speed heavy-loaded spur gears and stiffness modelling[J]. Applied Mathematical Modelling, 2019, 72: 623-649.
- [8] ZHANG Y Y, LIU H J, ZHU C C, et al. Oil film stiffness and damping in an elastohydrodynamic lubrication line contact-vibration[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2016, 30(7): 3031-3039.
- [9] ZHANG Y Y, LIU H J, ZHU C C, et al. Influence of lubrication starvation and surface waviness on the oil film stiffness of elastohydrodynamic lubrication line contact[J]. Journal of Vibration and Control, 2018, 24(5): 924-936.
- [10] 俞奇宽,王冬云,李胜虎,等.液压力柱塞副油膜热-流耦合特性研究[J].机电工程,2020,37(7):777-782.
- [11] 代齐美.超高压轴向柱塞泵柱塞副油膜特性研究[D].秦皇岛:燕山大学,2019.
- [12] GUZEK A, PODSIADLO P, STACHOWIAK G W. Optimization of textured surface in 2D parallel bearings governed by the Reynolds equation including cavitation and temperature[J]. Tribology Online, 2013, 8(1): 7-21.
- [13] PATANKAR S. 传热与流体流动的数值计算[M].张政,译.北京:科学出版社,1984.
- [14] 郑亮.基于流固耦合的轴向柱塞泵柱塞副润滑特性分析[D].济南:山东大学,2023.
- [15] 姜继海,宋锦春,高常识.液压与气压传动[M].3版.北京:高等教育出版社,2019:8-9.
- [16] KARJALAINEN J P, KARJALAINEN R, HUHTALA K. Measuring and modelling hydraulic fluid dynamics at high pressure: accurate and simple approach[J]. International Journal of Fluid Power, 2012, 13(2): 51-59.
- [17] PELOSI M. An investigation of the fluid-structure interaction of piston/cylinder interface[D]. West Lafayette, USA: Purdue University, 2012.

- [18] 王俊杰,赵书尚,李阁强,等. 偏心状态下柱塞泵柱塞副油膜特性仿真研究[J]. 机电工程,2023,40(1):31-38.
- [19] 朱立达. 液压与气动技术[M]. 2版. 北京:高等教育出版社, 2019.

## Influence of hydraulic oil physical property parameters on the lubrication characteristics of piston pairs

SUN Guangming<sup>1,2</sup>, SUN Jian<sup>3</sup>, LI Guoxiang<sup>1\*</sup>, BAI Shuzhan<sup>1</sup>,  
ZHENG Liang<sup>1</sup>, SHI Guangqiang<sup>2</sup>

1. School of Nuclear Science, Energy and Power Engineering, Shandong University, Jinan 250061, China;
2. State Key Laboratory of Engine and Powertrain System, Weifang 261061, China;
3. Chongyou Hi-Tech Electronic Fuel Injection System (Chongqing) Co., Ltd., Chongqing 401329, China

**Abstract:** To investigate the effects of hydraulic oil physical property parameters on the oil film pressure, surface elastic deformation, viscous friction, and hydraulic oil leakage of the piston pair, an axial piston pair oil film pressure equation and thickness equation are established. The oil film is discretized using the staggered grid method, and the oil film pressure, thickness, and surface elastic deformation of the piston pair are solved using MATLAB and Abaqus software, respectively. Python programming is used for real-time data exchange between MATLAB and Abaqus, achieving fluid solid coupling calculation of the piston pair oil film. A simplified stiffness model and Roelands viscosity temperature viscosity pressure equation for piston pair oil are established, and the influence of piston pair oil stiffness and viscosity on the lubrication characteristics of piston pair oil film are analyzed. The results show that the oil film stiffness has a significant impact on the oil film pressure of the piston pair. The oil film stiffness increases from 29 420 N/mm to 46 667 N/mm, and the average peak pressure of the piston pair oil film in the oil discharge are increases from 208.24 MPa to 259.93 MPa. However, the effect of the oil film stiffness on the surface elastic deformation, axial viscous friction force, and leakage of the piston pair is relatively small. The viscosity of hydraulic oil has a significant impact on the oil film pressure, viscous friction force, and leakage rate of the piston pair, but has little effect on the elastic deformation of the piston pair surface. The viscosity of hydraulic oil increases from 0.009 4 Pa·s to 0.022 5 Pa·s, and the average peak pressure of the piston pair oil film in the oil discharge are increases by 28.4%. The axial peak viscous friction force in the oil suction are increases by 154.8%, and the peak leakage rate in the oil discharge are decreases by 66.8%.

**Keywords:** lubrication characteristics; axial piston pump; oil stiffness; oil viscosity

(责任编辑:臧发业)