

汤何胜, 阎耀保, 李晶. 弹性变形对轴向柱塞泵滑靴副功率损失的影响[J]. 煤炭学报, 2016, 41(4): 1038-1044. doi: 10.13225/j.cnki.jccs.2015.0891

Tang Hesheng, Yin Yaobao, Li Jing. Influence of elastic deformation on power loss of axial piston pump slipper/swash plate pair[J]. Journal of China Coal Society, 2016, 41(4): 1038-1044. doi: 10.13225/j.cnki.jccs.2015.0891

弹性变形对轴向柱塞泵滑靴副功率损失的影响

汤何胜 阎耀保 李 晶

(同济大学 机械与能源工程学院, 上海 201804)

摘 要: 在高速重载工况下, 滑靴受外力作用时会发生弹性变形, 影响滑靴副的摩擦润滑性能, 增加滑靴副的能量消耗, 降低轴向柱塞泵的功率传递效率。为了减小滑靴副能量耗散和提高轴向柱塞泵能量调控性能, 建立1种考虑滑靴弹性变形的功率损失模型。讨论柱塞腔压力、主轴转速以及结构参数等关键参数对滑靴副功率损失的影响。研究结果表明: 当工作压力为21 MPa、主轴转速为1 500 r/min时, A4VTG90泵滑靴副的泄漏功率损失为1.93~2.30 W, 黏性摩擦功率损失为221.8~234.2 W, 主要集中在泵的排油区; 滑靴副功率损失主要以黏性摩擦功率损失为主, 泄漏功率损失比较小; 阻尼孔长度直径比对滑靴副功率损失影响显著, 选择合适的结构参数能改善滑靴的工作性能; 滑靴的结构优选值范围如下: 滑靴的半径比为1.2~1.6, 阻尼孔的长度直径比为4~5。

关键词: 弹性变形; 轴向柱塞泵; 滑靴副; 功率损失

中图分类号: TD421.6; TH137.5 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-9993(2016)04-1038-07

Influence of elastic deformation on power loss of axial piston pump slipper/swash plate pair

TANG He-sheng, YIN Yao-bao, LI Jing

(College of Mechanical Engineering, Tongji University, Shanghai 201804, China)

Abstract: In the high speed and heavy load conditions, slipper subjected to external force action will present elastic deformation, and influence the friction and lubrication performance of swash plate/slipper pair, which increases energy consumption and decreases the power transmission effect of axial piston pump. It is necessary to take account of the effect on the power loss of swash plate/slipper pair. To reduce the power loss and improve the energy regulation of axial piston pump, a new power loss model was built with the consideration of slipper elastic deformation. The effect of key parameters on the power loss of slipper/swash plate pair were discussed, such as piston chamber pressure, shaft speeds and structure parameters. The results indicate that slipper elastic deformation produces a significant effect on the power loss of swash plate/slipper pair that takes place in the discharge pressure zone of A4VTG90 pump, when the piston chamber pressure and shaft rotational speed are, respectively, set to 21 MPa and 1 500 r/min, leakage power loss is 1.93-2.30 W, and viscous friction power loss is 221.8-234.2 W. The energy loss of slipper bearing is mainly due to the viscous friction and the leakage power loss is low. Structural parameters, such as the radius ratio of slipper and length diameter ratio of orifice, have a significant influence on the energy loss of swash plate/slipper pair. Appropriate structural parameters will improve operation characteristics. The range of optimized structural values of slipper: radius ratio of slipper is 1.2-1.5, length diameter ratio of orifice is 4-5.

收稿日期: 2015-06-23 修回日期: 2015-07-27 责任编辑: 许书阁

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51475332, 51275356)

作者简介: 汤何胜(1985—), 男, 浙江武义人, 博士研究生。E-mail: tanghesheng321200@163.com。通讯作者: 阎耀保(1965—), 男, 湖北麻城人, 教授, 博士生导师。Tel: 021-69589736, E-mail: y-yin@tongji.edu.cn

Key words: elastic deformation; axial piston pump; slipper/swash plate; power loss

轴向柱塞泵是采煤机液压系统的核心元件,为采煤机的液压牵引装置提供动力支持。其中,滑靴与斜盘是影响轴向柱塞泵可靠性和使用寿命的关键摩擦副。在实际使用过程中,滑靴副磨损失效和能量耗散是引起柱塞泵发热量过高和使用寿命下降的主要原因,占主油泵事故的 60% 以上,是采煤机液压牵引装置亟需解决的关键问题^[1-2]。国外内学者针对轴向柱塞泵滑靴副油膜特性和能量耗散机理展开研究。Kamaza 等^[3]建立滑靴副非等温流体润滑模型,分析滑靴副油膜温升变化规律。Harris 等^[4]提出了 1 种预测倾覆状态下滑靴副油膜动态特性的研究方法。Wieczorek 等^[5]开发了仿真程序 CASPAR 预测轴向柱塞泵摩擦副油膜微观特性。Schenk 等^[6]考虑滑靴底面的流固耦合效应,分析弹性变形对滑靴副能量耗散机理的影响。Canbulut 等^[7]针对滑靴的摩擦功率进行理论和试验研究。Bergada 等^[8]提出了 1 种新的滑靴解析模型,分析滑靴支承面的沟槽尺寸对泄漏流量和摩擦力矩的影响。国内学者围绕滑靴副油膜特性展开研究,考虑弹性变形和磨损轮廓的影响^[9],分析滑靴副的泄漏流量和摩擦转矩^[10],但这些结论尚未真正解决滑靴副功率损失与结构参数之间的映射关系。滑靴在斜盘表面相对滑动过程中,滑靴因泄漏和黏性摩擦所产生的功率损失,转化为油液内能,引起油液温度升高,加剧滑靴的黏着磨损,降低滑靴的使用寿命。目前,针对滑靴功率损失的研究比较少,对弹性流体动力润滑状态下各种因素影响的分析不够完善,缺乏改进滑靴结构的设计方法。

因此,根据滑靴副的运动特征和润滑状态,滑靴与油膜的接触面定义为刚性平面和弹性平面,将滑靴的工作状态划分为刚性状态和弹性状态,建立轴向柱塞泵滑靴副功率损失模型;对比分析刚性状态与弹性状态下滑靴副功率损失特征;考察滑靴结构参数对滑靴副功率损失的影响。

1 滑靴副功率损失模型

1.1 工作原理

图 1 为轴向柱塞泵结构。轴向柱塞泵的主体结构包括配流盘、主轴、斜盘、柱塞、缸体以及滑靴。在 $0^\circ \sim 180^\circ$ 柱塞沿缸体向左运动时,缸体的工作腔容积减小,液压油从配流盘的排油槽流出,为泵的排油区,如 A—A 视图所示。在 $180^\circ \sim 360^\circ$ 柱塞沿缸体向右运动时,将油液从配流盘的吸油槽引入缸体的柱塞腔,为泵的吸油区。其中,滑靴底面通入柱塞腔的

高压油,产生液压反推力,平衡柱塞对滑靴的压紧力,在滑靴副间形成边界油膜,减轻滑靴的表面磨损。

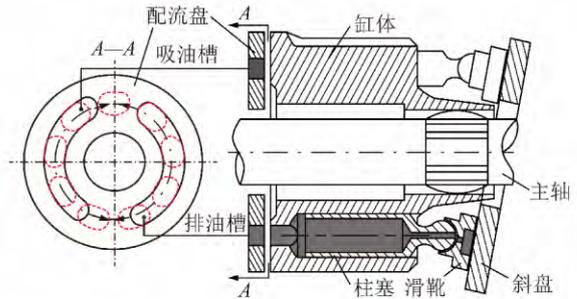


图 1 轴向柱塞泵结构

Fig. 1 Structure scheme of axial piston pump

1.2 运动轨迹

图 2 为滑靴的运动轨迹。在高速高压工况下,滑靴在斜盘表面相对运动,受到离心力矩和摩擦力矩的影响,滑靴与斜盘之间形成楔形油膜。滑靴底面油液因压力差和黏性剪切流动产生的功率损失,转化成油液内能,引起油膜温度升高,油液黏度下降,油膜厚度变薄,降低油膜的承载能力。

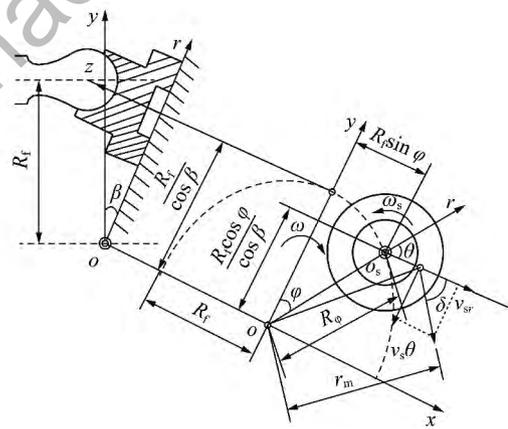


图 2 滑靴的运动轨迹

Fig. 2 Motion trajectory of slipper

滑靴表面任意 1 点处 (r, θ) 的径向和周向速度^[11]分别为

$$\begin{cases} v_{sr} = \omega r_m \cos \delta \\ v_{s\theta} = \omega r_m \sin \delta - \omega_s r \end{cases} \quad (1)$$

其中 r_m 为滑靴底面上的任意 1 点与缸体中心的距离,可表示为

$$\begin{cases} r_m = \sqrt{R_\phi^2 + R^2 - 2RR_\phi \cos(180^\circ - \theta)} \\ R_\phi^2 = (R_f \sin \phi)^2 + \left(\frac{R_f \cos \phi}{\cos \beta}\right)^2 \end{cases} \quad (2)$$

式中 v_{sr} 为滑靴径向速度, m/s; $v_{s\theta}$ 为滑靴切向速度, m/s; r 为极径; θ 为极角; ω 为滑靴公转速度, ω_s

$2\pi nT/60$; n 为主轴转速 r/min ; T 为主轴旋转周期 s ; ω_s 为滑靴的周向角速度 rad/s ; δ 为滑靴径向和切向速度之间的夹角 $(^\circ)$; φ 为缸体转角 $(^\circ)$; β 为斜盘倾角 $(^\circ)$; R_φ 为滑靴中心到缸体中心之间的距离, mm ; R 为滑靴外径 mm ; R_l 为柱塞分布圆半径 mm 。

1.3 滑靴副功率损失特性

滑靴在斜盘上高速旋转过程中,油膜间隙从中心油腔向四周径向流动。在油液流动过程中,油液流速是影响滑靴副能量损失的主要参数。因此,在圆柱坐标系下,油液的径向和切向流速^[11]为

$$\begin{cases} v_r = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial r} (z^2 - zh) + \frac{v_{sr}}{h} z \\ v_\theta = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial \theta} (z^2 - zh) + \frac{v_{s\theta}}{h} z \end{cases} \quad (3)$$

式中 v_r 为油膜径向流速 $\mu m/s$; v_θ 为油膜切向流速 $\mu m/s$; μ 为油液黏度 $Pa \cdot s$; h 为油膜厚度 μm 。

油液的径向和切向应力为

$$\begin{cases} \tau_r = \frac{\partial p}{\partial r} \frac{h}{2} + \mu \frac{v_{sr}}{h} \\ \tau_\theta = \frac{\partial p}{\partial \theta} \frac{h}{2} + \mu \frac{v_{s\theta}}{h} \end{cases} \quad (4)$$

式中 τ_r 为油膜的径向应力 Pa ; τ_θ 为油膜的切向应力 Pa 。

滑靴底面油膜因剪切作用产生的黏性摩擦功率损失为

$$W_{s1} = \int_0^{2\pi} \int_{r_0}^R (v_r \tau_r + v_\theta \tau_\theta) 2\pi r dr d\theta \quad (5)$$

式中 W_{s1} 为黏性摩擦功率损失 W ; r_0 为滑靴内径, mm 。

滑靴与斜盘之间的泄漏流量为

$$Q_s = \int_0^{2\pi} \int_0^h v_r R dz d\theta \quad (6)$$

式中 Q_s 为泄漏流量 L/min 。

滑靴副泄漏功率损失为

$$W_{s2} = \Delta p Q_s = (p_s - p_c) \int_0^{2\pi} \int_0^h v_r R dz d\theta \quad (7)$$

式中 W_{s2} 为泄漏流量损失 W ; p_s 为滑靴的油室压力, MPa ; p_c 为壳体油腔压力 MPa 。

滑靴底面油膜压力与油液流速有关,且油膜压力边界条件由滑靴的油室压力所决定。根据雷诺方程,推导出油膜压力控制方程^[5]为

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial p}{\partial r} \frac{h^3}{\mu} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{\partial p}{\partial \theta} \frac{h^3}{\mu} \right) = 6v_{sr} \frac{\partial h}{\partial r} + 6v_{s\theta} \frac{\partial h}{\partial \theta} + 12 \frac{\partial h}{\partial t} \quad (8)$$

式(7)中,油膜压力的边界条件为

$$p(r, 0) = p(r, 2\pi) \quad p(r_0, \theta) = p_s \quad p(R, \theta) = 0$$

$$\frac{\partial p}{\partial \theta} \Big|_{(r, 0)} = \frac{\partial p}{\partial \theta} \Big|_{(r, 2\pi)}$$

滑靴的油室压力^[6]为

$$p_s = p_p - 32\lambda\rho l \frac{Q_s^2}{\pi^2 d^5} \quad (9)$$

式中 p_p 为柱塞腔压力 MPa ; l 为阻尼管长度 mm ; d 为阻尼管直径 mm ; λ 为沿程阻力系数; ρ 为油液密度 kg/m^3 。

1.4 滑靴副油膜厚度

图3为滑靴副楔形油膜厚度模型。虚线所示为滑靴处于刚性状态,实线所示为滑靴处于弹性状态。在倾覆力矩作用下,滑靴相对于斜盘发生倾覆,促使滑靴和斜盘之间形成楔形油膜。考虑弹性形变时,弹性状态下滑靴底面油膜厚度与滑靴表面弹性变形有关,则楔形油膜厚度的表达式^[12]为

$$h = h_0 + \alpha r \cos(\theta - \varphi) + h_e \quad (r_0 \leq r \leq R) \quad (10)$$

式中 h 为油膜厚度 μm ; h_0 为中心油腔油膜厚度, μm ; φ 为倾斜方位角 $(^\circ)$; α 为倾覆角度 $(^\circ)$; h_e 为弹性变形 μm 。

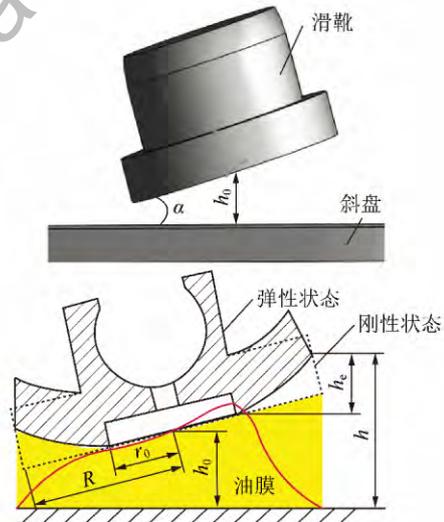


图3 滑靴副楔形油膜厚度模型

Fig. 3 Wedge oil film thickness model of slipper/swash plate pair

滑靴底面任意1点的弹性形变^[13]可表示为

$$h_e = \frac{4(1 - \nu_e^2) R}{\pi h_0} \int_{r_0}^R \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{p}{E \sqrt{1 - k^2 \sin^2 \theta}} d\theta dr \quad (11)$$

式中 E 为弹性模量 Pa ; k 为任意受力点与变形点之间的半径比; ν_e 为泊松比。

1.5 滑靴的弹性变形

由于滑靴受到轴对称压力载荷的作用,可以等效

为回转体轴对称模型, 所以选取滑靴的 1/4 结构作为研究对象, 分析滑靴的弹性变形。图 4 为滑靴表面任意 1 点的弹性形变。在极坐标平面下, 滑靴表面 A 点受到在半径 r_1 方向上的油膜压力相同, 且在载荷面积内取一微小单元面, 微小单元面上的载荷为 $pr_1 dr_1 d\theta$, 可得滑靴底面 B 点处的弹性变形^[14]为

$$\delta_e = \frac{(1 - \nu_e^2) pr_1 dr_1 d\theta}{\pi E L} \quad (12)$$

式中 δ_e 为滑靴表面 B 点的弹性变形量, mm; L 为 A 点与 B 点之间的距离, mm。

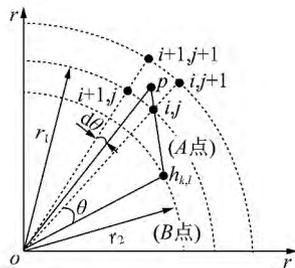


图 4 滑靴表面的弹性形变

Fig. 4 Elastic deformation of slipper surface

滑靴底面 B 点与受力 A 点之间的距离为

$$L = \begin{cases} \sqrt{r_2^2 + r_1^2 - 2r_2r_1 \cos \theta} & (r_2 > r_1) \\ \sqrt{r_2^2 + r_1^2 + 2r_2r_1 \cos \theta} & (r_2 < r_1) \end{cases} \quad (13)$$

式中 r_1 为滑靴表面 A 点的半径, mm; r_2 为滑靴表面 B 点的半径, mm。

同时, 滑靴表面 A 点所在半径 r_1 处的圆周方向进行 n 等分, 则滑靴半径 r_1 处的表面弹性变形^[15]为

$$h_e = \frac{1 - \nu_e^2}{\pi E} pr_1 dr_1 d\theta \left(\frac{1}{L_1} + \frac{1}{L_2} + \dots + \frac{1}{L_n} \right) \quad (14)$$

然后, 将式(12)和式(14)进行整合, 则滑靴底面 B 点处的弹性变形为

$$\delta_e = \frac{1/L}{\left(\frac{1}{L_1} + \frac{1}{L_2} + \dots + \frac{1}{L_n} \right)} h_e \quad (15)$$

2 计算结果与讨论

以 A4VTG90 泵为研究对象, 计算分析的滑靴结构参数如下: 滑靴内径为 6.4 mm, 滑靴外径为 12.8 mm, 阻尼管直径为 1 mm, 阻尼管长度为 3.5 mm。为了验证弹性状态在滑靴副功率损失分析中是否比刚性状态更加准确, 给定工作压力为 21 MPa, 主轴转速为 1 500 r/min 的工况下, 对比分析滑靴的泄漏功率损失和黏性摩擦功率损失, 讨论滑靴的半径比和阻尼管长度直径比对泄漏功率损失和黏性摩擦功率损失的影响。

2.1 泄漏功率损失对比分析

图 5 为单个滑靴的泄漏功率损失。滑靴处于泵的排油区($0^\circ \sim 180^\circ$) 时, 弹性状态下滑靴的泄漏功率损失为 1.93 ~ 2.3 W, 明显高于刚性滑靴 2 者的数值相差为 0.04 ~ 0.55 W, 原因可能是式(9)中的弹性变形项不为 0, 引起式(3)中的油液径向流速项增大, 增加滑靴副泄漏流量项, 加剧滑靴副泄漏功率损失, 影响柱塞泵的容积效率。其次, 在泵的排油区时, 滑靴副泄漏功率损失出现波动不稳定现象, 这与滑靴副泄漏流量有关, 其原因是滑靴因柱塞腔脉动压力而产生不稳定的表面变形, 与滑靴的倾覆运动相互耦合作用, 一方面造成滑靴底面油膜厚度发生波动, 另一方面油液由壳体被带入滑靴的油室, 存在倒流现象, 从而导致滑靴副泄漏流量出现波动不稳定情况。因此, 滑靴副的泄漏不仅和油膜的厚度、压差有关, 同时和滑靴的倾覆角度、表面形变有关。同理, 根据式(7)可知, 滑靴副泄漏功率损失与压力差、泄漏流量有关, 所以泄漏功率损失随泄漏流量变化而产生波动, 反映出了滑靴的泄漏功率损失特征。

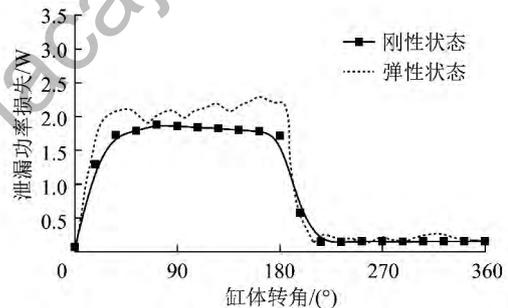


图 5 单个滑靴的泄漏功率损失

Fig. 5 Leakage power loss of single slipper

2.2 黏性摩擦功率损失对比分析

图 6 为单个滑靴的黏性摩擦功率损失。当滑靴处于排油区时, 弹性状态下滑靴的黏性摩擦功率损失为 221.8 ~ 234.2 W, 略低于刚性滑靴 2 者的数值相差为 5.1 ~ 8.3 W, 原因可能是式(4)中的油膜剪切应力项和油液流速项与油膜厚度呈负相关, 弹性变形有利于滑靴底面形成油膜, 降低油膜的剪切应力, 导致黏性摩擦功率损失减小, 但是油膜的承载稳定性较差, 黏性摩擦功率损失呈现振荡波动趋势。当滑靴处于泵的吸油区时, 滑靴的弹性变形因油膜压力减小而降低, 且油膜的剪切应力和径向流速随柱塞腔压力减小而减小, 导致黏性摩擦功率损失减小为 168 W, 2 者的数值略有不同。与图 5 相比, 相同工况下滑靴因油膜剪切造成的功率损失要远大于滑靴因压差泄漏造成的功率损失, 这也说明滑靴的功率损失以黏性摩擦为主, 在柱塞泵的功率损失中所占比例较大, 影响

柱塞泵的机械效率。

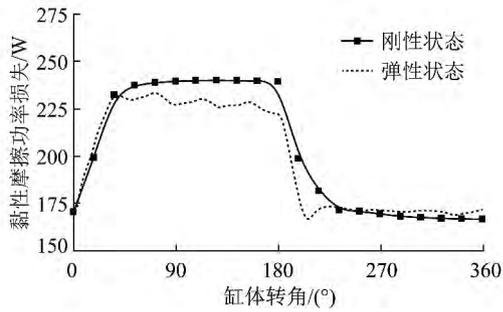


图6 单个滑靴的黏性摩擦功率损失

Fig. 6 Viscous friction power loss of single slipper

2.3 滑靴半径比的影响

图7为滑靴的半径比对滑靴副功率损失的影响。当滑靴的半径比从1.2升高到2.0时,泄漏功率损失增加比较缓慢,其值变化范围为1.0~2.1 W。同时,当滑靴的半径比为1.6时,泄漏功率损失随柱塞腔压力和主轴转速增大而增大,但是泄漏功率损失的上升幅度比较小,增加幅度为0.1~0.5 W,其原因是当柱塞腔压力和主轴转速增大时,虽然引起油液流速增大,但是油膜厚度比较薄,泄漏流量较少,导致滑靴副泄漏功率损失的增加幅度比较平缓。与泄漏功率损失相比,滑靴副黏性摩擦功率损失受到滑靴半径比的影响比较显著,其值变化范围为173~297 W。同时,当滑靴的半径比为1.6时,黏性摩擦功率损失随柱塞腔压力和主轴转速增大而增大,黏性摩擦功率损失的上升幅度为15~44 W。由于滑靴副泄漏和黏性摩擦功率损失与滑靴的半径比呈单调递增关系,所以滑靴

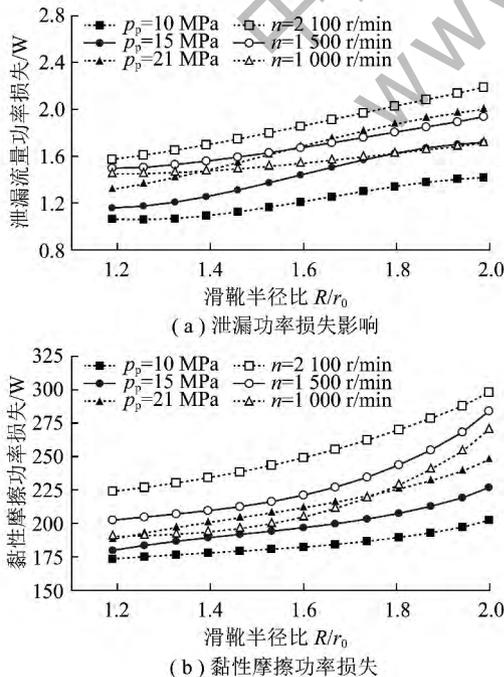


图7 滑靴半径比对滑靴副功率损失的影响

Fig. 7 Effect of slipper radius ratio on power loss of slipper pair

的半径比取1.2~1.6较为合适。

2.4 阻尼管长度直径比的影响

图8为阻尼管长度直径比对滑靴副功率损失的影响。泄漏功率损失与阻尼管的长度直径比呈单调递减关系,当阻尼管的长度直径比从2升高到7.3时,泄漏功率损失呈下降趋势,其值变化范围为0.6~3.5 W,其原因是泄漏功率损失与压力差以及泄漏流量有关,且滑靴副泄漏流量源于柱塞腔的高压油,而滑靴的阻尼管结构对柱塞腔内高压油起到节流作用,进而减少滑靴副泄漏功率损失。当阻尼孔长度直径比为4时,泄漏损失随柱塞腔压力和主轴转速增大而增大,泄漏功率损失的上升幅度为0.2~1 W,黏性摩擦功率损失的上升幅度为18~62 W,黏性摩擦功率损失占主导地位,其原因是油液剪切应力与油膜厚度有关,而根据式(9)可知油室压力与阻尼管的长度直径比成反比,增大油膜压力损失,油膜厚度变薄,减小泄漏功率损失,但是增大油液剪切应力,造成黏性摩擦功率损失增大。由于阻尼孔的长度直径比与滑靴副泄漏功率损失成反比,与黏性摩擦功率损失成正比,所以阻尼孔的长度直径比取4~5比较合适。

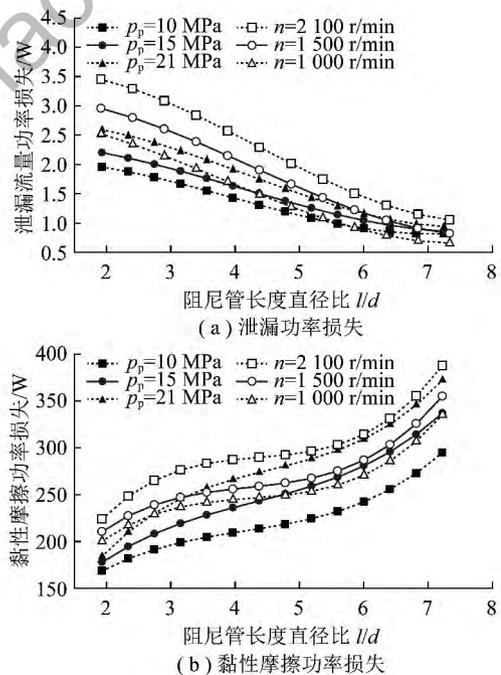


图8 阻尼管长度直径比对滑靴副功率损失的影响

Fig. 8 Effect of orifice diameter radius ratio on power loss of slipper pair

3 理论与实验结果对比分析

图9为测试泵和液压试验台。选用A4VTG90柱塞泵为研究对象,通过250 kW液压试验台对滑靴副泄漏功率损失进行测试,具体实验步骤如下:①当斜

盘倾角为 16° , 主轴转速为 830 r/min , 工作压力分别为 $9, 14, 20 \text{ MPa}$ 时 , 分别测量柱塞泵的输入扭矩和泄漏流量; ② 当主轴转速分别为 $830, 1048, 1290, 1500, 1750, 2100 \text{ r/min}$ 时 , 根据上述①所给出的压力点 , 分布测量柱塞泵的输入扭矩和泄漏流量; ③ 通过①和②所测量柱塞泵的输入扭矩与理论扭矩相减并除以滑靴个数 , 换算成实际摩擦功率损失 , 可以近似获得单个滑靴副的实际摩擦功率损失 , 并将①和②所测量柱塞泵的泄漏流量换算成泄漏功率损失。。



图 9 轴向柱塞泵和液压试验台

Fig. 9 Test pump and hydraulic test bench

3.1 滑靴副泄漏功率损失

图 10 为滑靴副和柱塞泵的泄漏功率损失对比。当柱塞泵的转速为 1500 r/min , 工作压力为 $9, 14$ 和 20 MPa 时 , 柱塞泵的泄漏功率损失分别为 $159, 721$ 和 1636.6 W , 而 9 个滑靴的总泄漏功率损失分别为 $2.14, 2$ 和 8 W , 所占泵的泄漏功耗比重分别为 $1.3\%, 0.058\%$ 和 0.049% , 这是因为柱塞泵泄漏流量绝大部分来源于配流副 , 而滑靴副泄漏流量较小 , 造成滑靴副泄漏功耗所占的比重减小。当柱塞泵的工作压力 14 MPa , 主轴转速从 830 r/min 升高到 2100 r/min 时 , 柱塞泵的泄漏功率损失从 242.6 W 增加到 1033.6 W , 而 9 个滑靴的泄漏功率损失从 2.24 W 增加到 5.83 W , 所占泵的泄漏功率损失比重从 0.092% 下降到 0.056% 。这些特征说明随着柱塞泵的工作压力和转速增大 , 滑靴副对轴向柱塞泵泄漏功率损失的影响很小。

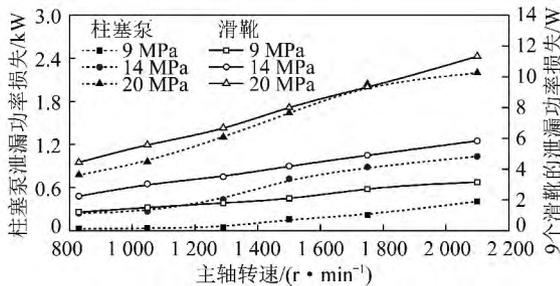


图 10 滑靴副和柱塞泵的泄漏功率损失对比

Fig. 10 Comparison of leakage power loss of slipper/swash plate pair and plunger pump

3.2 滑靴副黏性摩擦功率损失

图 11 为实际滑靴副黏性摩擦功率损失。当柱塞腔压力为 14 MPa , 主轴转速从 830 r/min 升高到 2100 r/min 时 , 实际滑靴副黏性摩擦功率从 113.8 W 增加到 639.1 W , 而理论黏性摩擦功率从 84.6 W 增加到 404.1 W , 两者的变化趋势相同 , 数值略有不同 , 这是因为实际摩擦功率损失包含回程盘与球铰、电机以及圆柱滚子轴承处的摩擦功率损失 , 导致实验结果存在偏差。当主轴转速为 1500 r/min , 柱塞腔压力从 9 MPa 升高到 20 MPa 时 , 实际滑靴副黏性摩擦功率损失从 266.5 W 增加到 424.4 W 。这些特征说明滑靴副黏性摩擦功率损失随柱塞腔压力的增大而增大 , 降低柱塞泵的机械效率。与图 10 相比 , 滑靴副黏性摩擦功率损失远大于泄漏功率损失 , 这是因为滑靴底面油膜厚度比较薄 , 泄漏流量较少 , 造成泄漏功率损失减少 , 但是油液剪切应力因油膜厚度变薄而显著增大 , 导致黏性摩擦功率损失增大 , 成为滑靴副功率损失的主要来源。

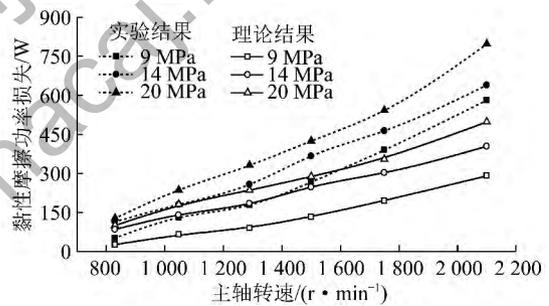


图 11 实际滑靴副黏性摩擦功率损失

Fig. 11 Practice viscous friction power loss of slipper/swash plate pair

4 结 论

(1) 当工作压力为 21 MPa 、主轴转速为 1500 r/min 时 , A4VTG90 柱塞泵滑靴副的泄漏功率损失为 $1.93 \sim 2.30 \text{ W}$, 黏性摩擦功率损失为 $221.8 \sim 234.2 \text{ W}$, 主要集中在泵的排油区。滑靴因油膜剪切造成的黏性摩擦功率损失远大于滑靴因压差泄漏造成的泄漏功率损失 , 这说明滑靴副功率损失以黏性摩擦为主 , 泄漏功率损失比较小。

(2) 当滑靴的半径比为 1.6 时 , 泄漏功率损失和黏性摩擦功率损失随着柱塞腔压力和主轴转速呈单调递增关系 , 增加幅度分别为 $0.1 \sim 0.5 \text{ W}$ 和 $15 \sim 44 \text{ W}$ 。由于滑靴副功率损失随滑靴的半径比增大而增大 , 所以滑靴的半径比取 $1.2 \sim 1.6$ 较为合适。

(3) 当阻尼管长度直径比为 4 时 , 泄漏损失随柱塞腔压力和主轴转速增大而增大 , 泄漏功率损失的上

升幅度为 0.2 ~ 1 W,黏性摩擦功率损失的上升幅度为 18 ~ 62 W。由于阻尼孔的长度直径比与滑靴的泄漏功率损失成反比,但与黏性摩擦功率损失成正比,所以阻尼孔长度直径比取 4 ~ 5 比较合适。

参考文献:

- [1] 朱华,吴兆宏,李刚,等. 煤矿机械磨损失效研究[J]. 煤炭学报, 2006, 31(3): 380-385.
Zhu Hua, Wu Zhaohong, Li Gang, et al. Study on wear failures of mining machinery[J]. Journal of China Coal Society, 2006, 31(3): 380-385.
- [2] 张世洪. 我国综采采煤机技术的创新研究[J]. 煤炭学报, 2010, 35(11): 1898-1902.
Zhang Shihong. Study on the innovation of fully mechanized coal shearer technology in China[J]. Journal of China Coal Society, 2010, 35(11): 1898-1902.
- [3] Kazamza T. Thermohydrodynamic lubrication analysis of hybrid thrust bearings(modeling of a slipper used in swash plate type axial piston pumps/motors) [J]. Transactions of Japan Fluid Power System Society, 2009, 40(2): 30-35.
- [4] Harris R, 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, ASME, 1996, 118(1): 41-47.
- [5] Wieczorek U, Iwantysynova 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.
- [6] Schenk A, Iwantysynova M. An investigation of the impact of elasto-hydrodynamic deformation on power loss in the slipper swash plate interface[A]. Proceedings of 8th JFPS International Symposium on Fluid Power[C]. Okinawa, 2011: 228-235.
- [7] Canbulut F, Yildirim S, Sinanogulu 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.
- [8] Bergada J M. Leakage and groove pressure of an axial piston pump slipper with multiple lands [J]. Tribology Transactions, 2008, 51(4): 469-481.
- [9] 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): 75-82.
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): 75-82.
- [10] 汤何胜,周耀保,李晶. 轴向柱塞泵滑靴副间隙泄漏及摩擦力矩特性研究[J]. 华南理工大学学报(自然科学版), 2014, 42(7): 75-79.
Tang Hesheng, Yin Yaobao, Li Jing. Clearance leakage and friction torque of slipper pair in axial piston pump [J]. Journal of South China University of Technology(Natural Science Edition), 2014, 42(7): 75-79.
- [11] Huang C C. CASPAR based slipper performance prediction in axial piston pumps[A]. Proceedings of the 3rd FPNI - PhD Symposium on Fluid Power[C]. Spain, 2004: 229-238.
- [12] Lin Shuo, Hu Jibin. Research on the tribo-dynamic model of slipper bearings[J]. Applied Mathematical Modelling, 2015, 39(2): 548-558.
- [13] Wang X, Yamaguchi A. Characteristics of hydrostatic bearing/seal parts for water hydraulic pumps and motors. Part 1: Experiment and theory [J]. Tribology International, 2002, 35(7): 425-433.
- [14] Christensen H. Elastohydrodynamic theory of spherical bodies in normal approach [J]. Journal of Lubrication Technology, 1970, 92(1): 145-153.
- [15] Wang X, Yamaguchi A. Characteristics of hydrostatic bearing/seal parts for water hydraulic pumps and motors. Part 2: On eccentric loading and power losses [J]. Tribology International, 2002, 35(7): 435-442.