

轴向柱塞泵滑靴副的热结构耦合特性

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: 为了改善轴向柱塞泵滑靴副的耐磨损性能,建立了滑靴与斜盘摩擦副的瞬态热结构耦合模型,分析压力冲击条件下滑靴的表面温度、应力以及变形的变化规律.研究表明:某型轴向柱塞泵中滑靴温度随柱塞腔压力呈周期性变化,滑靴温度范围为 $45.5\sim 49.8\text{ }^{\circ}\text{C}$,且滑靴的最高温度出现在泵的吸排油过渡区.当滑靴处于泵的排油区时,滑靴的最大轴向应力为 250 MPa ,集中在滑靴油腔与密封带之间的边缘区域.滑靴的轴向应力分层显著,引起滑靴的变形分化,其变形量为 $12.5\sim 15\text{ }\mu\text{m}$,出现在滑靴的边缘.由于滑靴的输入热流密度增强磨粒的剪切力,加剧滑靴表面的微切削和挤压变形,导致滑靴表面出现条状剥落和凹坑磨损,呈现出黏着和磨粒磨损特征.

关 键 词: 热应力; 温度场; 轴向柱塞泵; 滑靴; 热结构耦合

中图分类号: V23; TH137.5

文献标志码: A

Thermal-structural coupling characteristics of axial piston pump slipper pair

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

(School of Mechanical Engineering,

Tongji University, Shanghai 201804, China)

Abstract: To improve the wear resistance of axial piston pump slipper pair, the transient thermal-structure coupling model was established based on the slipper/swash plate friction pair. Under the pressure shock condition, the slipper surface temperature, stress and deformation were analyzed. The results show that slipper temperature in a piston pump periodically changes with the piston chamber pressure and the range of slipper temperature from $45.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ to $49.8\text{ }^{\circ}\text{C}$. The highest slipper temperature appears in the pump suction-discharge pressure transition zone. When the slipper runs in discharge pressure zone of pump, the maximum axial stress is 250 MPa , which is concentrated on the edge region between slipper pocket and sealing belt. The layered axial stress of slipper is significant, causing the slipper deformation differentiation. The range of slipper deformation is from $12.5\text{ }\mu\text{m}$ to $15\text{ }\mu\text{m}$, which appears at the edge of slipper. Shear force of abrasive particle is enhanced by input heat flux of slipper intensifying micro cutting and extrusion deformation. Furthermore, strip exfoliation and pits are presented by wear surface of slipper, which shows adhesive and abrasive wear characteristics.

Key words: thermal stress; temperature field; axial piston pump; slipper; thermal-structural coupling

收稿日期:2014-11-10

基金项目:国家自然科学基金(51475332,51275356)

作者简介:汤何胜(1985—),男,浙江金华人,博士生,主要从事液压泵或马达设计研究.

轴向柱塞泵是航空航天液压操纵系统的核心元件. 在高速重载的工况下, 轴向柱塞泵内摩擦副所受的摩擦力矩较大, 引起摩擦副的黏着磨损和烧伤, 导致轴向柱塞泵的摩擦发热过高, 降低其使用寿命和可靠性^[1]. 尤其是滑靴与斜盘所组成的摩擦副, 在工作过程中, 滑靴的温度场/应力场变化规律对散热和抗磨损性能有很大影响, 因此温度场和应力场的耦合关系是滑靴结构设计和材料选择的重要依据. 在周期性压力冲击载荷作用下, 滑靴的摩擦磨损性能随摩擦热升高而降低, 输入热流密度促使滑靴发生热变形, 且局部区域温度升高. 当滑靴的局部区域温度升高时, 滑靴的支承面作用力发生改变, 由于摩擦热与接触压力直接相关, 输入热流密度随之增大, 导致滑靴表面出现热挤压变形, 影响接触表面的摩擦状态, 所以滑靴副的热接触摩擦行为是温度场与应力场的耦合问题.

轴向柱塞泵的使用寿命和工作性能与摩擦副密切相关, 长期以来各国学者围绕柱塞泵摩擦副润滑特性展开研究. Koc 等^[2]分析倾覆状态下滑靴的压紧力系数、偏心载荷及阻尼孔结构等主控参数对油膜润滑特性的影响. Wieczorek 等^[3]对轴向柱塞泵摩擦副油膜动态特性和能量耗散问题展开研究, 求解间隙油膜因黏性摩擦生热所产生的瞬态热弹性问题. Bergada, Kumar 等^[4-5]对滑靴的环形密封带结构进行 CFD 数值计算, 分析不同工况下滑靴底面油液的流动状态. Harris 等^[6-7]提出了一种预测滑靴副油膜动态特性的研究方法, 结果表明滑靴处于柱塞泵的吸排油区过渡时容易出现偏磨问题. Manring 等^[8-9]通过柱塞泵的微观特性试验台分析不同滑靴的球窝接触形式对油膜承载能力的影响. Kazama 等^[10-11]采用不同黏性流体计算滑靴的瞬态弹流润滑问题, 未考虑表面粗糙度及热变形等因素对油膜润滑性能的影响. Deeken^[12]建立轴向柱塞泵的虚拟样机, 分析滑靴副油膜的微观特性. 国内研究机构围绕轴向柱塞泵摩擦副油膜的承载能力^[13]、油膜动力学^[14-15]以及传热特性^[16]开展研究, 分析摩擦副润滑失效的原因. 然而, 上述研究没有涉及滑靴副的滑动摩擦问题, 事实上, 滑靴副在滑动摩擦过程中会引起表面温度的升高, 高温对滑靴副的应力-应变状态和摩擦性能有较大的影响. 因此, 本文考虑滑靴副的摩擦生热效应, 分析瞬态压力冲击下滑靴的应力和形变以及接触界面摩擦学特性.

1 滑靴副的热结构耦合计算模型

1.1 滑靴副的热传导模型

在高速旋转状态下, 滑靴在斜盘表面相对运动, 滑靴受到外界正向压紧力的影响, 滑靴与斜盘摩擦生热, 增加滑靴的输入热流密度, 影响滑靴接触表面的温度场和应力场分布, 导致滑靴因受热膨胀而产生表面变形. 图1为滑靴的热传导模型. S_1 , S_2 分别表示斜盘的工作表面以及滑靴的工作表面; A_1 , A_2 分别表示斜盘的外侧面以及滑靴的外侧面; R_z 为滑靴分布圆半径; r_0 为滑靴内径; R 为滑靴外径.

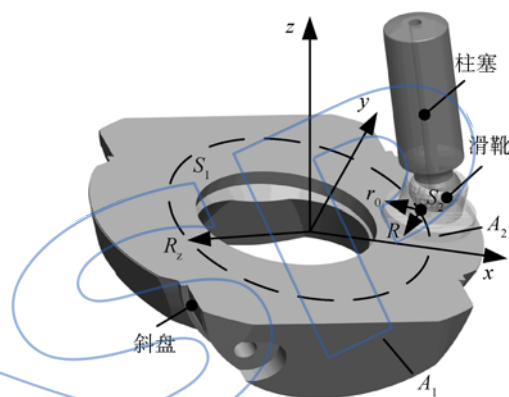


图1 滑靴副的热传导模型

Fig. 1 Heat conduction model of slipper pair

滑靴与斜盘之间摩擦所生成的热流密度与摩擦因数、接触压力、滑动速度有关. 假设滑靴与斜盘所有的摩擦功都转化为摩擦热, 并将滑靴、斜盘的输入热流密度当作边界条件, 则摩擦表面输入热流密度公式为

$$q(x, y, t) = \mu p(x, y, t) v(x, y, t) \quad (1)$$

式中 q 为输入热流密度, t 为工作时间, $p(x, y, t)$ 为接触压力, μ 为摩擦因数, $v(x, y, t)$ 为滑动速度.

为了保证滑靴具有高可靠性和使用寿命, 对滑靴的比功 (pv) 值进行校核, 计算的 pv 值应小于材料允许的 $[p_m v_m]$ 值, 即

$$pv = \frac{\pi R^2 p_s}{\cos \beta} \cdot \frac{2\pi n R_z}{60\pi(R^2 - r_0^2)} \cdot (1 - \tan^2 \gamma \tan^2 \beta) \leq [p_m v_m] \quad (2)$$

式中 p_s 为滑靴油室压力, γ 为缸体锥度, β 为斜盘倾角, n 为主轴转速, p_m 为材料的许用压力, v_m 为材料的许用滑动速度.

根据实际工况, 认为斜盘固定不动, 而滑靴作顺时针转动, 则滑靴和斜盘的热传导方程为

$$\begin{cases} \rho_s c_s \frac{\partial t_s}{\partial t} = \lambda_s \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial t_s}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial t_s}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial t_s}{\partial z} \right) \right] \\ \rho_{sp} c_{sp} \frac{\partial t_{sp}}{\partial t} = \lambda_{sp} \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial t_{sp}}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial t_{sp}}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial t_{sp}}{\partial z} \right) \right] \end{cases} \quad (3)$$

式中 ρ_s, ρ_{sp} 分别为滑靴和斜盘的材料密度; c_s, c_{sp} 分别为滑靴、斜盘的比热容; λ_s, λ_{sp} 分别为滑靴和斜盘的热导率; t_s 为滑靴温度; t_{sp} 为斜盘温度。

根据文献[17]可知,滑靴和斜盘因滑动摩擦所生成的热量与热分配系数 K 相关,可表示为

$$K = \frac{q_s}{q_{sp}} = \frac{\sqrt{\rho_s c_s \lambda_s}}{\sqrt{\rho_{sp} c_{sp} \lambda_{sp}}} \quad (4)$$

式中 q_s 为滑靴的输入热流密度, q_{sp} 为斜盘的输入热流密度。

滑靴和斜盘的输入热流密度分别为

$$\begin{cases} q_s = \frac{K}{1+K} \mu p(x, y, t) v(x, y, t) \\ q_{sp} = \frac{1}{1+K} \mu p(x, y, t) v(x, y, t) \end{cases} \quad (5)$$

斜盘工作表面(S_1)的边界条件:与滑靴接触的摩擦表面存在热传导和输入热流密度,而在非接触表面存在与流体介质的对流换热,即

$$\lambda_{sp} \frac{\partial t_{sp}}{\partial z} = -[1 - f(m)] k_{s_1} (t_{sp} - t_f) + \lambda_c (t_s - t_{sp}) + f(m) q_{sp} \quad (6)$$

式中 k_{s_1} 为斜盘工作表面的传热系数; t_f 为油液温度; λ_c 为滑靴与斜盘界面之间的热导率; $f(m)$ 为符号函数,当滑靴与斜盘接触时, $f(m)$ 定义为 1, 反之为 0。

滑靴工作表面(S_2)的边界条件:其工作表面存在热传导以及输入热流密度,而在非工作表面存在与流体介质的对流换热,即

$$\lambda_s \frac{\partial t_s}{\partial z} = -[1 - f(m)] k_{s_2} (t_s - t_f) + \lambda_c (t_{sp} - t_s) + f(m) q_s \quad (7)$$

式中 k_{s_2} 为滑靴工作表面的传热系数。

斜盘的外侧面(A_1)和滑靴的外侧面(A_2)与流体介质进行对流换热,即

$$\begin{cases} \lambda_s \frac{\partial t_s}{\partial x} n_x + \lambda_s \frac{\partial t_s}{\partial y} n_y = -k_{A_1} (t_s - t_f) \\ \lambda_{sp} \frac{\partial t_{sp}}{\partial x} n_x + \lambda_{sp} \frac{\partial t_{sp}}{\partial y} n_y = -k_{A_2} (t_{sp} - t_f) \end{cases} \quad (8)$$

式中 n_i 为边界面的单位外法线方向, $i = x, y$; k_{A_1} 为滑靴外侧面的传热系数, k_{A_2} 为斜盘外侧面的传热系数。

1.2 热应力的计算

在压力载荷作用下,滑靴发生弹性形变,而材

料受热膨胀只产生线应变,切应变为零。因此,在滑动摩擦过程中材料的热应力为

$$\sigma = D(\epsilon - \Delta\epsilon) \quad (9)$$

式中 D 为材料的弹性矩阵。其中,温度变化引起的应变 $\Delta\epsilon$ 可表示为

$$\Delta\epsilon = \alpha(t_m - t_{m0})[1 \ 1 \ 1 \ 0 \ 0 \ 0]^T \quad (10)$$

式中 α 为材料的线性膨胀系数, t_{m0} 为材料的初始温度, t_m 为滑动摩擦过程中材料的温度, $\Delta\epsilon$ 为温度变化引起的应变。

2 计算结果与分析

本文计算所选用工况条件如下:主轴转速为 1500 r/min,工作压力为 21 MPa,工作循环周期为 0.1 s,滑靴材料为特殊黄铜 ZY331608,斜盘材料为 QT500-7,分析滑靴的温升、应力以及形变特征。计算分析所需摩擦副的几何尺寸及材料的热学性能数,见表 1~表 2。

表 1 滑靴副配对材料的热力学性能参数

Table 1 Thermal performance parameters of pairing materials in slipper pair

性能参数	配对材料	
	ZY331608	QT500-7
密度/(g/cm ³)	8.5	7.3
比热容/(J/(kg·℃))	390	460
热导率/(W/(m·℃))	92	54.4
材料线性膨胀系数/(10 ⁻⁶ /℃)	18.8	11
弹性模量/GPa	90	154
泊松比	0.32	0.3

表 2 滑靴的几何参数

Table 2 Geometric parameters of slipper

结构参数	数值
滑靴分布圆半径 R_z /mm	46.8
滑靴内径 r_0 /mm	6.4
滑靴外径 R /mm	12.8

图 2 为滑靴的预测区域和节点。由于热量传递需要一定的时间,导致滑靴内部温度存在差异,所以本文在滑靴固体区域的 z 轴方向上截取了 3 个剖面(区域 a , 区域 b 和区域 c),剖面与滑靴底

面的距离分别为 1, 3, 5 mm, 并将滑靴边缘与剖面的交叉点定义为节点 1, 节点 2 和节点 3, 分析滑靴节点处的温度、形变以及应力变化规律。

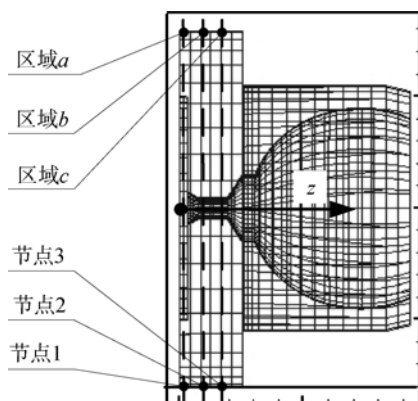


图2 滑靴的预测区域和节点

Fig. 2 Analysis area and node of slipper

图3为滑靴表面温度分布。滑靴表面温度分布是从油腔中心沿半径方向逐渐降低, 呈辐射形状, 最高温度出现在滑靴中心油腔, 温度为 50 °C, 而滑靴内外径温差为 0.13 °C, 其原因是滑靴因滑动摩擦所产生的输入热流密度, 通过热传导形式传递给滑靴和斜盘, 改变滑靴的表面温度。由于滑靴材料具有优良的导热性能, 随着工作周期延长, 热传导作用占据主导地位, 导致滑靴在半径方向上各节点的温差逐渐减小。其次, 输入热流密度是影响滑靴温度的主要因素, 由式(1)和式(2)可知, 输入热流密度与滑靴的工作面积成反比。因此, 随着滑靴的工作面积增大, 滑靴和斜盘之间的对流换热增强, 有利于降低滑靴的表面温度。

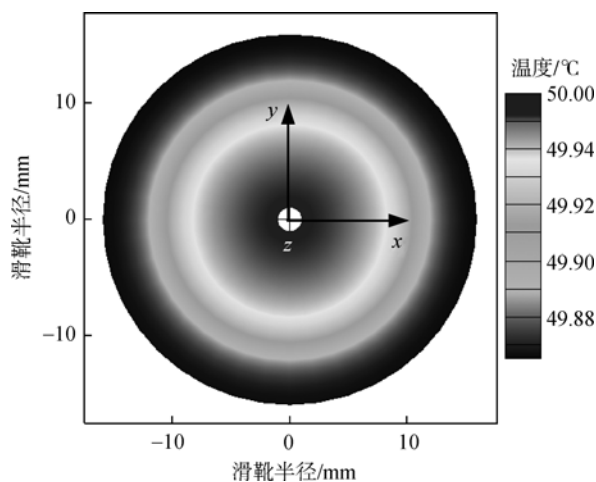


图3 滑靴表面温度场分布

Fig. 3 Surface temperature field distribution of slipper

图4为滑靴边缘温度曲线。由于滑靴所受的接触比压与柱塞腔压力有关, 导致滑靴的输入热流密度随柱塞腔压力呈周期性变化, 滑靴温度为 45.5 ~ 49.8 °C, 且滑靴的最高温度出现在泵的吸排油过渡区, 这与材料的导热性能有关, 材料的热导率越大, 热阻越小, 增强材料的散热效果。由于摩擦副产生热量的速度要远高于热量向固体内部的传热速度, 且接触摩擦区域外的各点都没有受到输入热流密度的影响, 滑靴的表面温度要高于内部温度, 在 z 轴方向上存在温度梯度。其次, 越靠近接触摩擦区域时滑靴的温度就越高, 波动幅度就越大, 表明输入热流密度与摩擦材料的厚度成反比。

图5为滑靴沿 z 向的变形分布。在柱塞腔压力作用下, 滑靴产生 z 向挤压变形, 且变形量从中心

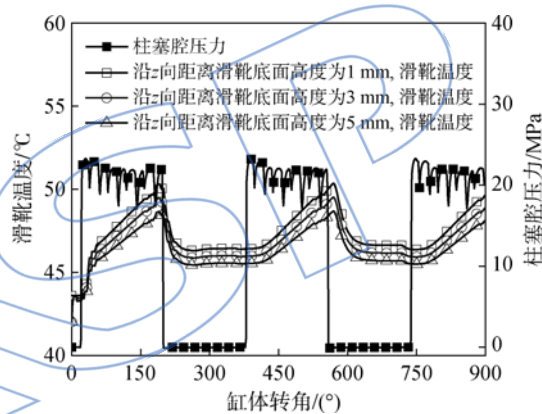


图4 滑靴边缘温度曲线

Fig. 4 Temperature curves of slipper edge

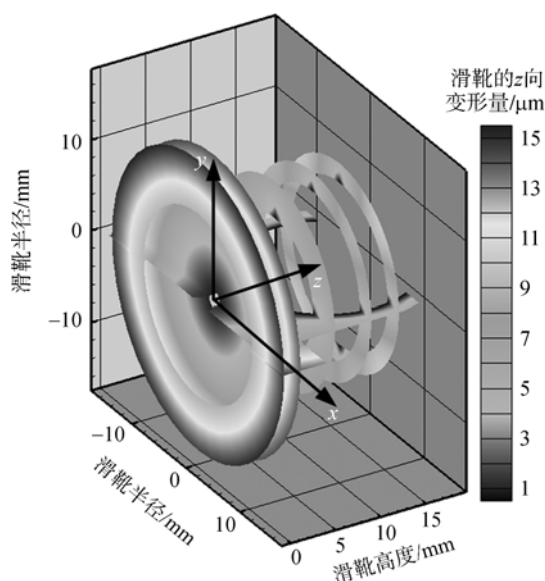


图5 滑靴沿 z 向变形分布

Fig. 5 Deformation distribution along the z direction of slipper

心油腔沿半径方向逐渐增大,呈辐射状分布,中心油腔的 z 向变形为 $1\mu\text{m}$,而滑靴边缘的 z 向变形为 $15\mu\text{m}$,翘曲变形显著.为了进一步分析滑靴的翘曲变形,沿 z 轴方向截取 5 个不同的轴向剖面.由于滑靴内部的温度和受力分布不均匀,轴向应力明显分层,引起滑靴内部节点发生不同程度的翘曲变形,且滑靴的最大翘曲变形出现在靠近接触摩擦区域的滑靴圆柱凸台处.实际工况下,滑靴因摩擦接触所产生的输入热流密度与磨屑相互作用,加剧滑靴表面的微切削和挤压变形作用,导致滑靴边缘的接触磨损较为严重.

图 6 为滑靴边缘的 z 向变形曲线.滑靴的 z 向变形随缸体转角呈周期性变化,将滑靴的 z 向变形分为一致阶段和分化阶段.在 $0^\circ\sim 180^\circ$ 范围内,滑靴处于泵的排油区时,滑靴所受的压紧力较大,滑靴的 z 向变形处于分化阶段,变形量为 $12.5\sim 15\mu\text{m}$,其原因是滑靴沿 z 向的温度和压力载荷存在差异,轴向应力分层显著,导致滑靴的变形分化,引起滑靴的翘曲变形,且越靠近接触摩擦区域时滑靴的 z 向变形越大,变形分化程度越高.在 $180^\circ\sim 360^\circ$ 范围内,滑靴处于泵的吸油区时,滑靴所受的压紧力较小,滑靴的 z 向变形处于一致阶段,滑靴表面的接触形式为微突体接触,处于弹塑性接触状态,滑靴的变形量为 $0.6\mu\text{m}$,且滑靴的变形分化减弱,减小滑靴的翘曲变形.

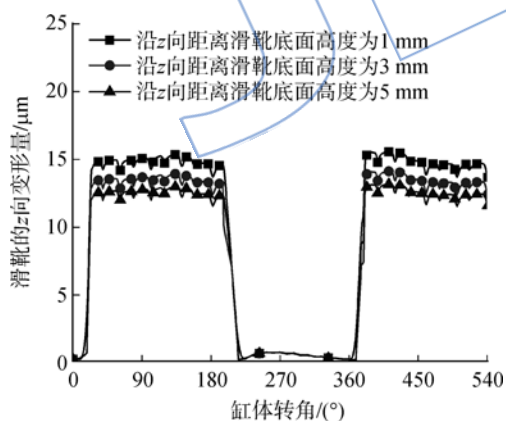


图 6 滑靴边缘的 z 向变形曲线

Fig. 6 Deformation curves along the z direction of slipper edge

图 7 为滑靴的径向和轴向应力分布.由于工作时间较短,滑靴产生热量的速度要远高于热量向摩擦材料内部传递的热传导速度,滑靴的表面温度高于内部温度,在半径和轴线方向上产生温差,引起滑靴应力分布的不均匀性.当滑靴沿斜盘表面做滑动摩擦时,滑靴的径向应力为拉应力,最

大径向应力为 36 MPa ,集中在滑靴的进油口区域,而轴向应力为压应力,最大轴向应力为 250 MPa ,出现在中心油腔与支承面密封带之间的边缘区域,而滑靴的轴向温度梯度高于径向温度梯度,导致滑靴的轴向应力要高于径向应力,滑靴因轴向应力所产生的翘曲变形较为显著.

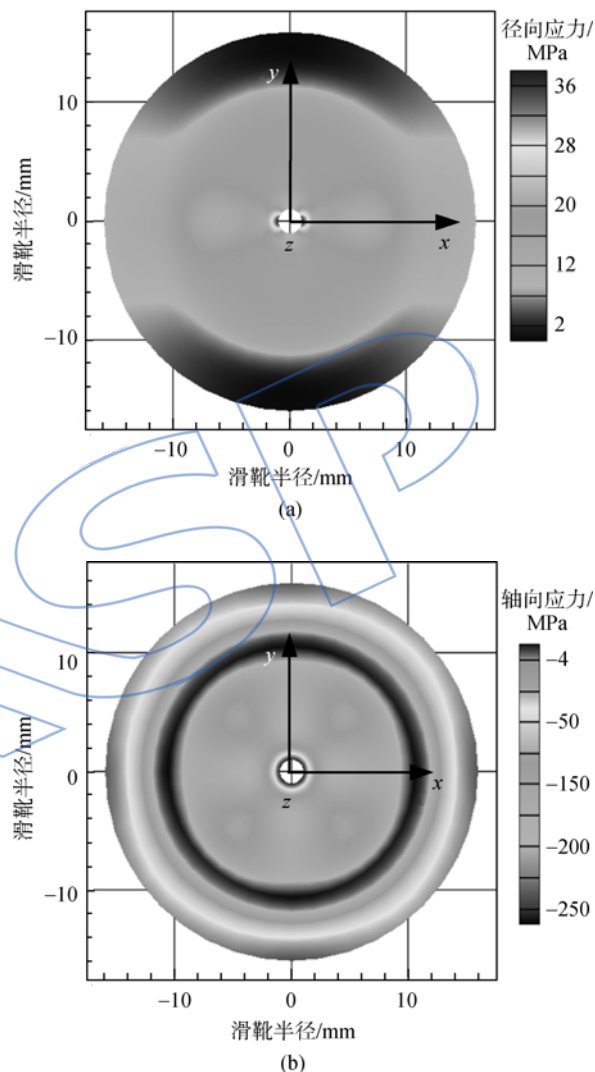


图 7 滑靴的径向和轴向应力分布

Fig. 7 Radial stress and axial stress distribution of slipper

图 8 为滑靴的轴向和径向应力曲线.滑靴的轴向和径向应力与柱塞腔压力以及滑靴表面温度存在耦合关系.由于滑靴表面温度随柱塞腔压力呈周期性变化,导致滑靴的轴向和径向应力呈周期性变化趋势.滑靴受到输入热流密度和温度分布不均匀的影响,越靠近接触摩擦表面,滑靴应力波动越强烈,容易造成滑靴表面出现压力冲击损伤.随着工作周期延长,滑靴所受的压力和温度载荷发生变化,相应的应力循环次数增多,导致滑靴

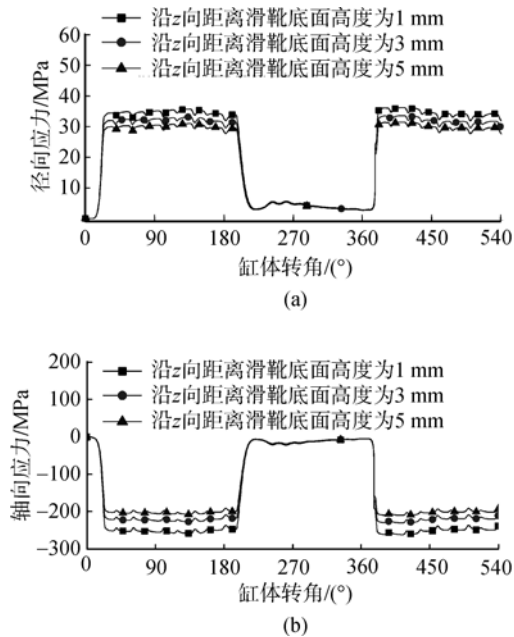


图8 滑靴的径向和轴向应力曲线

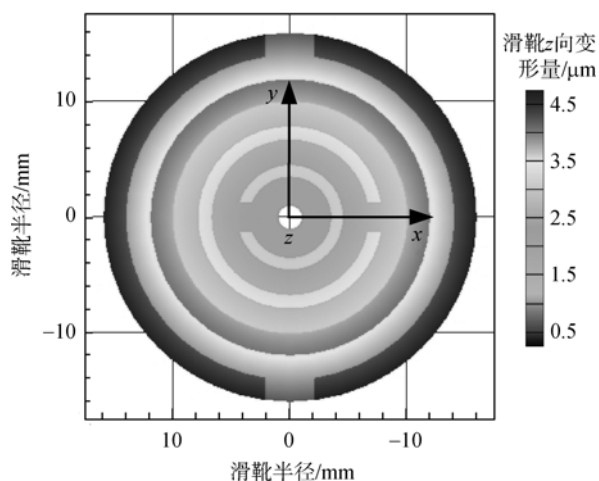
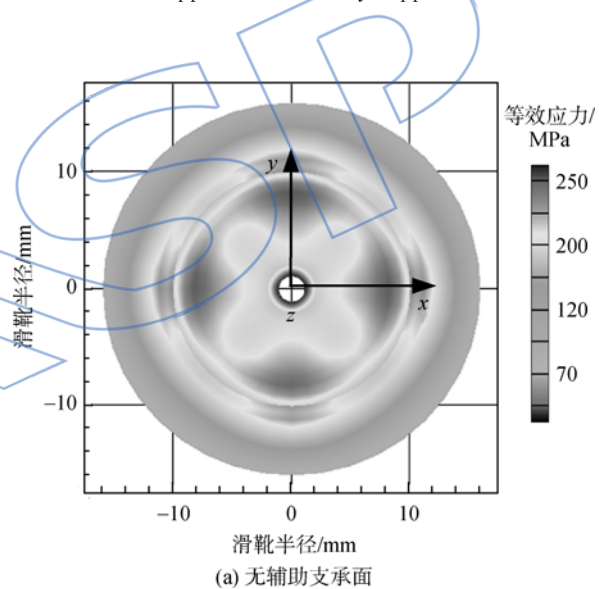
Fig. 8 Radial stress and axial stress curves of slipper

的塑性变形损伤积累,引起滑靴产生轴向变形.如果滑靴的结构设计不合理,在瞬时压力冲击下,工作压力无法均匀作用在滑靴上,导致滑靴所受的接触压力过大,容易造成滑靴出现黏着磨损和挤压变形.

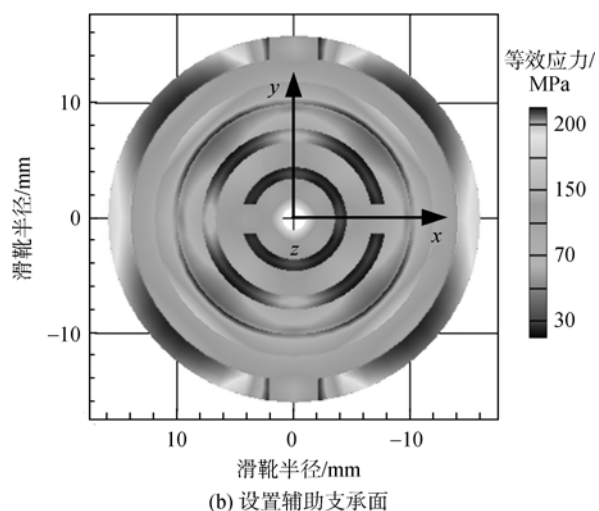
综上,滑靴的摩擦生热与金属材料的磨屑相互作用,加剧滑靴的表面磨损,而滑靴的输入热流密度与滑靴的比功($p\dot{v}$)值相关,有必要限制滑靴副设计的 $[p\dot{v}]$ 值.根据理论与试验研究验证^[18],单位时间内摩擦副材料的磨损量与接触比压和滑动速度成正比,与较软材料的屈服极限成反比.当工作压力和转速恒定时,滑靴的磨损量与接触比压有关,可以通过增加辅助支承面的方式,降低滑靴的接触比压.因此,在现有滑靴结构的基础上,设置辅助支承面,改善滑靴的表面变形分布.

图9为具有辅助支承的滑靴 z 向变形分布.滑靴 z 向变形从中心油腔沿半径方向逐渐增大,中心油腔的变形量为 $3\mu\text{m}$,滑靴边缘的变形量为 $4.5\mu\text{m}$,翘曲变形程度较弱,对比图4可知,最大变形幅度下降70%,这说明具有辅助支承的滑靴有利于降低剩余压紧力作用下滑靴的接触比压,减少滑靴的表面变形,提高滑靴的承载能力,改善滑靴边缘的过度磨损状况.

图10为不同滑靴的等效应力分布.无辅助支承的滑靴最大等效应力出现在中心油腔与密封带的边缘区域,而具有辅助支承的滑靴最大等效应力出现在滑靴的外辅助支承带,靠近滑靴边缘,等

图9 具有辅助支承的滑靴 z 向变形分布Fig. 9 Deformation along z direction of slipper with auxiliary support

(a) 无辅助支承面



(b) 设置辅助支承面

图10 滑靴的等效应力分布

Fig. 10 Equivalent stress distribution of slipper

效应力为 200 MPa,与无辅助支承的滑靴相比,应力幅度下降 50 MPa,有效地避免滑靴出现应力集中问题,减小滑靴的表面变形,提高滑靴的承载稳定性,防止滑靴边缘的过度磨损。

3 滑靴的失效形式与试验分析

轴向柱塞泵滑靴的失效形式通常有以下几种:①滑靴表面发生塑性应变,产生翘曲变形;②滑靴表面发生烧损;③滑靴表面发生磨损。

在热结构耦合应力作用下,滑靴表面出现压力冲击损伤和挤压变形主要发生在高速滑动摩擦阶段,由于时间极短,无法进行精确测试,可通过柱塞泵的压力冲击试验后观察滑靴表面的磨损程度来判断。压力冲击试验条件为:环境温度室温,进口油温度为 40~60℃,进口压力为 0.06~0.2 MPa,回油压力不大于 0.18 MPa,转速为 3500 r/min 的工况下,额定压力为 21 MPa,峰值压力为 25 MPa,冲击频率为 10 次/min,冲击循环次数为 10 万次。

图 11 为滑靴凸台处的表面磨损测量区域。首先,利用 JSM-5000LV 型的扫描显微镜分析滑靴磨损前后的表面磨痕特征。其次,利用游标卡尺对实验前后滑靴凸台的高度进行微分计量。

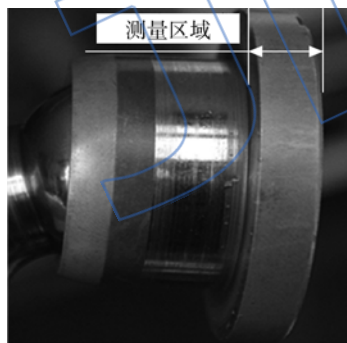


图 11 滑靴凸台处的磨损测量区域

Fig. 11 Surface abrasion measurement zone of slipper lug boss

图 12 为滑靴凸台处的表面磨痕。在压力冲击条件下,滑靴因摩擦产生的能量损失转化为热能,与磨屑相互作用,增强磨粒的剪切力,降低滑靴材料的机械强度,导致滑靴表面出现条状剥落和凹坑,加剧滑靴磨损表面的微切削作用,滑靴表面呈现为黏着和磨粒磨损特征。

表 3 为滑靴凸台的高度测量结果。对比试验前后滑靴的凸台高度可知,凸台的磨损量为 $-0.004 \sim 0.014$ mm。其中,从滑靴 1 和滑靴 9 的

磨损量可知,试验前滑靴的凸台高度均为 6.308 mm,而试验后滑靴的磨损量均为 0.008 mm,滑靴 3 和滑靴 7 也存在相同的试验现象,但是滑靴的磨损量为 0.001 mm,其原因是滑靴因倾覆力矩和摩擦力矩相互作用而发生倾覆,促使滑靴边缘的局部区域与斜盘发生金属接触,引起滑靴表面发生偏磨磨损,且磨损程度与滑靴的倾覆角度有关,倾覆角度越大,则滑靴的磨损量也越大。其次,在实际工况下,由于 9 个滑靴的倾覆角度不尽相同,所以 9 个滑靴试验后的凸台高度和磨损量存在差异性。另外,滑靴 4 和滑靴 5 的磨损量为负值,说明滑靴表面产生凸起变形,且随柱塞泵的瞬时压力冲击呈周期性变化,引起滑靴表面出现微切削和挤压变形迹象,影响柱塞泵的使用寿命和可靠性。因此,需要合理设置滑靴与斜盘之间的工作间隙,减少摩擦生热和磨屑,避免滑靴表面出现压力冲击损伤和挤压变形现象。

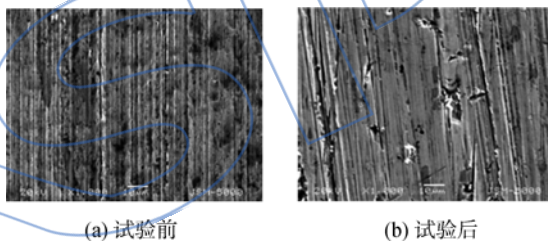


图 12 滑靴表面的磨损高度和磨痕

Fig. 12 Abrasion height and wear trace of slipper surface

表 3 滑靴凸台的高度测量结果

Table 3 Height measurement results of slipper lug boss

编号	滑靴的凸台高度/mm		
	试验前	试验后	磨损量
1	6.308	6.300	0.008
2	6.311	6.310	0.001
3	6.307	6.306	0.001
4	6.303	6.307	-0.004
5	6.306	6.308	-0.002
6	6.312	6.298	0.014
7	6.307	6.306	0.001
8	6.311	6.300	0.011
9	6.308	6.300	0.008

4 结 论

1) 滑靴的输入热流密度和热传导作用是影

响滑靴温度的主要因素,且输入热流密度与滑靴的接触压力成正比、与摩擦材料的厚度成反比,导致滑靴温度随柱塞腔压力呈周期性变化,最高温度出现在柱塞腔的吸排油过渡区。

2) 滑靴的应力及变形受到输入热流密度的影响,滑靴接触表面的应力波动越强烈并造成热冲击,加剧滑靴表面的微切削和挤压变形,促使滑靴的接触磨损区域集中在滑靴边缘。

3) 当滑靴处于泵的排油区时,滑靴的轴向应力存在分层现象,容易引起滑靴的轴向变形分化。尤其,越靠近滑靴的摩擦接触表面区域,滑靴边缘的变形量越大,变形分化程度越显著。

4) 在柱塞泵的压力冲击试验中,滑靴因接触摩擦所产生的热流密度显著增加,降低材料的机械强度,与磨屑相互作用,增强磨粒的剪切力,加剧滑靴表面的微切削作用和挤压变形,导致滑靴表面产生条状剥落和凹坑,呈现为黏着和磨粒磨损特征。

参考文献:

- [1] 李阳,邓海顺,王晓雷. 织构化配流副摩擦磨损性能试验[J]. 航空动力学报, 2014, 29(7): 1591-1596.
LI Yang, DENG Haishun, WANG Xiaolei. Experiment on friction and wear performance of textured port plate pair[J]. Journal of Aerospace Power, 2014, 29(7): 1591-1596. (in Chinese)
- [2] Koc E, Hooke C J. Investigation into the effects of orifice size, offset and overlap ratio on the lubrication of slipper bearings[J]. Tribology International, 1996, 29(4): 299-305.
- [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] Bergada J M. Leakage and groove pressure of an axial piston pump slipper with multiple lands[J]. Tribology Transactions, 2008, 51(4): 469-481.
- [5] Kumar S, Bergada J M, Watton J. Axial piston pump grooved slipper analysis by CFD simulation of three-dimensional NVS equation in cylindrical coordinates[J]. Computers and Fluids, 2009, 38(6): 648-663.
- [6] Harris R M, Edge K A. Predicting the behavior of slipper pads in swash plate-type axial piston pumps[J]. Journal of Dynamic System Measurement and Control, 1996, 118(5): 41-47.
- [7] Harris R M, Edge K A, Tilley D G. The suction dynamics of positive displacement axial piston pumps[J]. Journal of Dynamic System Measurement and Control, 1994, 116(2): 1-7.
- [8] Manring N D. The relative motion between the ball guide and slipper retainer within an axial piston swash plate type hydrostatic pump[J]. Journal of Dynamic System Measurement and Control, 1999, 121(3): 518-523.
- [9] Manring N D, Wray C L, DONG Zhilin. Experimental studies on the performance of slipper bearings within axial-piston pumps[J]. Journal of Tribology, 2004, 126(4): 511-522.
- [10] Kazama T, Sasaki H, Narita Y. Simultaneous temperature measurements of bearing and seal parts of a swash plate type axial piston pump-effects of piston clearance and fluid property[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2010, 24(1): 203-206.
- [11] Kazama T. Thermohydrodynamic lubrication model applicable to a slipper of swash plate type axial piston pumps and motors: effects of operating conditions[J]. Tribology Online, 2010, 5(5): 250-254.
- [12] Deeken M. Simulation of the reversing effects of axial piston pumps using conventional CAE tools[J]. Ölhydraulik und Pneumatik, 2002, 46(6): 1-12.
- [13] 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)
- [14] 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.
XU Bing, LI Yingbing, ZHANG Bin, et al. Numerical simulation of overturning phenomenon of axial piston pump slipper pair[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46(20): 161-168. (in Chinese)
- [15] 徐佩佩, 叶志锋, 王彬. 航空燃油柱塞泵滑靴油膜的多目标优化设计[J]. 航空动力学报, 2014, 29(8): 1981-1987.
XU Peipei, YE Zhifeng, WANG Bin. Multi-objective optimization design of slipper film in aero-engine fuel piston pump[J]. Journal of Aerospace Power, 2014, 29(8): 1981-1986. (in Chinese)
- [16] 汤何胜, 闫耀保, 李晶. 轴向柱塞泵滑靴副传热特征[J]. 北京航空航天大学学报, 2016, 42(3): 489-496.
TANG Hesheng, YIN Yaobao, LI Jing. Heat transfer characteristics of axial piston pump slipper pair[J]. Journal of Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2016, 42(3): 489-496. (in Chinese)
- [17] LI Jiayin, Barber J R. Solution of transient thermoelastic contact problems by the fast speed expansion method[J]. Wear, 2008, 265(3/4): 402-410.
- [18] 许耀铭. 油膜理论与液压泵和马达的摩擦副设计[M]. 北京: 机械工业出版社, 1987: 75-76.

(编辑: 陈越)