

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2021.08.007

考虑弹性变形的柱塞泵配流副温度特性研究^{*}

程 军,王兆强^{*},王宇帆,张 娇
(上海工程技术大学 机械与汽车工程学院,上海 201620)

摘要:针对柱塞泵配流副的温度特性问题,建立了柱塞泵配流副的数学模型,在考虑弹性变形情况下,对柱塞泵配流副温度特性进行了研究。运用 Fortran 和 MATLAB 软件对数学模型进行了计算仿真,在油膜压力作用下,计算了配流副的弹性变形分布形态,得到了配流副的热弹流分布;对比了不同工况参数下的油膜温度最高值,分析得出了油膜的油液黏度、缸体转速、缸体倾角、初始油膜厚度、密封带宽度等单一参数对油膜温度特性的影响,并与未加入弹性变形的配流副的温度特性进行了比较;最后通过温度测试的实验,验证了该计算结果的正确性。研究结果表明:在两种不同情况下,油液黏度不同时各工况参数对温度的影响趋势保持一致;在考虑弹性变形的情况下,各工况参数对温度的影响程度不同;该结果可对后续柱塞泵配流副热流固耦合这一研究方向提供理论基础和计算依据。

关键词:配流副;弹性变形;温度特性;热流固耦合

中图分类号:TH322

文献标识码:A

文章编号:1001-4551(2021)08-0982-07

Temperature characteristics of port plate pair of piston pump considering elastic deformation

CHENG Jun, WANG Zhao-qiang, WANG Yu-fan, ZHANG Jiao
(School of Mechanical and Automotive Engineering, Shanghai University
of Engineering Science, Shanghai 201620, China)

Abstract: Aiming at the problem of temperature characteristics of piston pump of port plate pair, the mathematical model of piston pump of port plate pair was established, considering the elastic deformation, the temperature characteristics of piston pump port pair were studied. The mathematical model was calculated and simulated by using Fortran and MATLAB software, the elastic deformation form of port plate pair under the action of oil film pressure was calculated, thermal elastohydrodynamic of port plate pair was obtained, the maximum oil film temperature under different operating parameters was compared, and the effects of single parameters for the temperature characteristics of oil film such as oil viscosity of oil film, cylinder speed, tilt angle, initial oil film thickness, and seal band width on the temperature characteristics of oil film were analyzed, the temperature characteristics of port plate pair without elastic deformation was compared. Finally, the temperature test experiment was set to verify the correctness of the calculated results. The results indicate that in these two cases, when the oil viscosity is different, the influence trend of each working condition parameter on temperature is consistent, and under the condition of considering the elastic deformation, the influence degree of the working condition of the parameters on the temperature is different, The results provide the theoretical and calculation basis for the future research on the thermal-fluid-structure coupling of piston pump of port plate pair.

Key words: port plate pair; elastic deformation; temperature characteristics; thermal-fluid-structure coupling

收稿日期:2021-01-19

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51505272,51505274);流体动力与机电系统国家重点实验室开放基金资助项目(GZKF-201514)

作者简介:程军(1994-),男,安徽安庆人,硕士研究生,从事流体力学热流固耦合方面的研究。E-mail:chengjun_2018@126.com

通信联系人:王兆强,男,副教授,硕士生导师。E-mail:wangzhaoqiang_2008@126.com

0 引 言

配流副是轴向柱塞泵中十分重要的摩擦副,也是最容易出现损耗的部件。目前针对配流副温度特性的研究包括很多方面,要考虑不同工况参数发生变化时对配流副产生的不同影响^[1-3]。为防止轴向柱塞泵配流盘出现温度过高的情况,其配流副各部分需要处于较为平衡的状态,以保证整个柱塞泵的工作正常进行^[4]。多年以来,国内外相关方向的研究人员针对配流副这一问题做了详尽全面的研究,且得到了很多研究成果^[5]。

柱塞泵是工程机械系统领域中相当关键的部件,它常应用在大型精密机械中。柱塞泵之所以能适应很多种类的工况,是因为它能在高压和多种速度下高效工作^[6-8]。

2009 年,胡纪滨等人^[9]运用弹流润滑理论,构建了配流副在弹性变形的条件下的几何模型,通过计算得出了配流副的弹性变形对其摩擦性能的影响。2015 年,王猛^[10]利用有限元数值分析的方法对轴向柱塞泵配流副进行了有限元分析与结构优化设计,主要研究了配流副的工作原理、动态工作特性及流-固耦合受力情况,得到了配流副动态工作时的受力边界条件。2016 年,李运华、纪占玲等人^[11]对飞机轴向柱塞泵配流副进行了热-流-固耦合润滑特性分析,结果表明柱塞泵的高压/高转速运作可以提高功率密度,但也可能会加剧摩擦副的热-流-固耦合效应。2017 年,汤何胜等人^[12]在弹性流体与粘温效应之间的相互作用的基础上,建立了轴向柱塞泵滑靴副的新型热弹流润滑模型,得出了在工作条件下结构参数对油膜厚度、压力、温度、泄漏量等润滑性能的影响规律。2018 年,北京航空航天大学的纪占玲^[13]在温度对材料性能的要求,以及热流体对配流副结构的影响下,搭建了热流体的弹性力学模型,总结出了一种热-流-固耦合计算方法。

目前,众多专家学者多是运用有限元分析软件或是从材料性能的角度,去计算分析柱塞泵配流副的温度特性问题,很少考虑加入弹性变形后的状况。

为了更好地研究柱塞泵配流副的热弹流特性,笔者运用 Fortran 和 MATLAB 软件进行计算仿真,将弹性变形叠加到配流副的温度场,得出柱塞泵配流副的结构参数对温度场分布规律的影响,并与未加入弹性变形的温度场进行比较分析,另外通过温度测试的实验来验证该计算结果的正确性。

1 弹流润滑数值模型的建立

1.1 配流副模型的建立

柱塞泵配流副的装配图如图 1 所示。

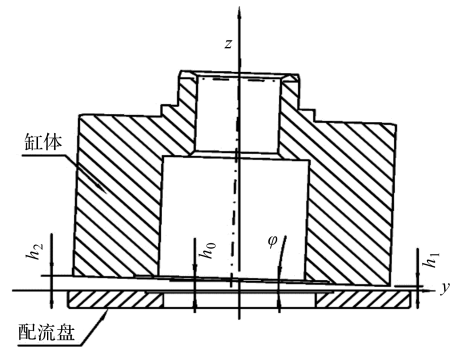


图 1 柱塞泵配流副装配图

由图 1 可知,在柱塞泵的工作过程中,其缸体相对配流盘逆时针方向旋转,并发生倾斜,缸体与配流盘之间的接触面为环形。过配流副上一点,作垂直于配流盘的一条直线,交配流盘于一点,交缸体于一点,该线段的长度即为该点的油膜厚度。

为确定配流副中缸体与配流盘间隙内的油膜挤压程度,建立弹流润滑的数值模型。笔者在模型中采用如下假设:

- (1) 液体完全填满间隙;
- (2) 忽略重力的影响;
- (3) 润滑油为牛顿流体;
- (4) 缸体和配流盘表面无滚动;
- (5) 忽略惯性力和温度;
- (6) 润滑油是不可压缩流体^[14,15]。

配流副工况参数的初始值如表 1 所示。

表 1 配流副工况参数初始值	
参数	数值
P/MPa	35
$\bar{w}/\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$	3 500
$\varphi/(\text{^\circ})$	0.004
$h_0/\mu\text{m}$	32.5
$\eta_0/\text{Pa} \cdot \text{s}$	0.03
B/m	0.012 1

假设缸体和配流盘接触表面在稳态工况下属于全膜润滑;且润滑间隙中的流体流动以低雷诺数为特征;假定其为层流,粘性力占主导,且忽略流体速度^[16,17]。

等温弹流润滑的基本方程包括雷诺方程、油膜厚度方程、变形方程和粘压方程,此处同样采用极坐标系中的雷诺方程求解润滑界面的流-固耦合分布。其中,雷诺方程为:

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{rh^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) = 6\omega r \frac{\partial h}{\partial \theta} \quad (1)$$

式中: h —油膜厚度, μm ; η —润滑油粘度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$; P —油膜压力, Pa ; θ —配流盘某点周向角度, $(^\circ)$; w —缸体转速, r/min 。

油膜厚度方程为:

$$h(x, y) = h_c + v(x, y) \quad (2)$$

$$h_c = h_0 + R \sin \theta \tan \varphi \quad (3)$$

式中: R —配流盘上某一点半径, m ; h_c —无弹性变形的油膜厚度, μm ; $v(x, y)$ —压力引起的弹性变形位移, m ; h_0 —初始膜厚, μm 。

弹性变形方程为:

$$v(x, y) = \frac{2}{\pi E} \iint_{\Omega} \frac{p(s, t)}{\sqrt{(x-s)^2 + (y-t)^2}} \text{d} s \text{d} t \quad (4)$$

$$\frac{1}{E} = \frac{1}{2} \left(\frac{1 - V_1^2}{E_1} + \frac{1 - V_2^2}{E_2} \right) \quad (5)$$

式中: E —综合弹性模量, Pa ; E_1 —缸体的弹性模量, Pa ; E_2 —配流盘的弹性模量, Pa ; V_1 —缸体的泊松比; V_2 —配流盘的泊松比。

在弹流润滑条件下, 配流副润滑界面的弹性变形可以改变油膜间隙的形状, 且其变形为表面沉降。在计算弹流润滑时, 需要将弹性变形方程叠加在油膜厚度方程上。

粘-压方程为:

$$\eta = \eta_0 \exp \left\{ \left[\frac{(\ln \eta_0 + 9.67)}{-1 + \left(1 + \frac{p}{p_0} \right)^{0.68}} \right] \right\} \quad (6)$$

式中: p_0 —初始油膜压力, Pa 。

密-压方程为:

$$\rho = \rho_0 \left(1 + \frac{0.6p}{1 + 1.7p} \right) \quad (7)$$

式中: ρ_0 —初始润滑油密度, kg/m^3 。

变形位移为:

$$\delta(x, y) = \frac{2}{\pi E} \iint_{\Omega} \frac{p(s, t)}{\sqrt{(x-s)^2 + (y-t)^2}} \text{d} s \text{d} t \quad (8)$$

则原来的表达式变成:

$$\delta(x, y) = \frac{2}{\pi E} \iint_{\Omega} \frac{p'(x, y)}{\sqrt{x^2 + y^2}} \text{d} x \text{d} y \quad (9)$$

式中: $\delta(x, y)$ —变形位移, m 。

此处采用变形矩阵法求解弹性变形问题。笔者将求解域划分成网格, 在 x 方向共有 m 个节点, y 方向共有 n 个节点。

弹性变形方程的离散形式为:

$$\delta_{kl} = \frac{2}{\pi E'} \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m D_{ij}^{kl} P_{ij} \quad (10)$$

等距网格为:

$$D_{ij}^{kl} = D_{kj}^{il} \quad (11)$$

$$D_{ij}^{kl} = D_{il}^{kj} \quad (12)$$

最后, 把计算和存储单元减少到 $m \times n$, 计算精度相应降低, 弹性变形的计算公式转化为:

$$\delta_{ij} = \Delta x \sum_{k=1}^N \sum_{l=1}^N a_{i-k, j-l} P_{kl} \quad (13)$$

配流副油膜温度计算中, 压力计算采用对应雷诺方程计算的方法, 结合油膜厚度及压力的计算结果, 对能量方程进行差分计算。通用的能量方程如下:

$$JC_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} - \frac{T}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial T} \left(u \frac{\partial P}{\partial x} + v \frac{\partial P}{\partial y} + w \frac{\partial P}{\partial z} \right) \right) + \eta \left[\left(\frac{\partial u}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial z} \right)^2 \right] \quad (14)$$

式中: J —热功当量, J/cal ; T —温度, K 。

在计算温度时, 简化的耗散功项为:

$$\phi = \eta \left[\left(\frac{\partial u}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial z} \right)^2 \right] \quad (15)$$

式中: ϕ —耗散功项。

将简化的能量方程沿油膜厚度方向进行积分, 可得在流体动压润滑条件下常用的能量方程, 即:

$$q_x \frac{\partial T}{\partial x} + q_y \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\eta U^2}{J \rho C_p h} + \frac{h^2}{12 \eta J \rho C_p} \left[\left(\frac{\partial p}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial p}{\partial y} \right)^2 \right] \quad (16)$$

其中:

$$q_x = \frac{Uh}{2} - \frac{h^3}{12 \eta} \frac{\partial p}{\partial x} \quad (17)$$

$$q_y = -\frac{h^3}{12 \eta} \frac{\partial p}{\partial y} \quad (18)$$

式中: U —两表面的平均速度, r/min ; C_p —定压比热容, $\text{J/(kg} \cdot \text{K)}$ 。

与压力的计算过程相一致, 此处采用极坐标对温度进行计算, 即:

$$J \rho c_p \left[\left(\frac{r \omega h}{2} - \frac{h^3}{12 \mu r \partial \theta} \right) \frac{\partial T}{r \partial \theta} - \frac{h^3}{12 \eta} \frac{\partial p}{\partial r} \frac{\partial T}{\partial r} \right] = \frac{\eta}{h} (\omega r)^2 + \frac{h^3}{12 \eta} \left[\left(\frac{\partial p}{r \partial \theta} \right)^2 + \left(\frac{\partial p}{\partial r} \right)^2 \right] \quad (19)$$

能量方程离散化计算, 变换公式为:

$$\frac{\partial T}{\partial \theta} = \frac{r}{Q_y} \times \left(Q_y \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\mu}{h} (\omega r)^2 + \frac{h^3}{12 \mu} \left[\left(\frac{\partial p}{r \partial \theta} \right)^2 + \left(\frac{\partial p}{\partial r} \right)^2 \right] \right) \quad (20)$$

公式转换为:

$$A = J \times c_p \times \rho \quad (21)$$

$$B = \frac{\eta_{i,j}}{h_{i,j}} (\omega r_{i,j})^2 + \frac{h_{i,j}^3}{2 \eta_{i,j}} \left[\left(\frac{\partial p}{r_{i,j} \partial \theta} \right)^2 + \left(\frac{\partial p}{\partial r} \right)^2 \right] \quad (22)$$

$$C = \frac{\Delta \theta}{\Delta r} \frac{Q_y}{r_{i,j} Q_x} \quad (23)$$

$$D=\frac{\Delta \theta}{Q_x} r_{i, j} \tag{24}$$

$$E=T_{i, j}-C \times T_{i, j-1} \tag{25}$$

$$Q_x=\frac{Y_j \omega H_{i, j}}{2}-\frac{H_{i, j}^3}{12 \eta_{i, j}} \frac{P_{i, j}-P_{i-1, j}}{\theta_i-\theta_{i-1}} \tag{26}$$

$$Q_y=\frac{H_{i, j}^3}{12 \eta_{i, j}} \frac{P_{i, j}-P_{i, j-1}}{Y_i-Y_{i-1}} \tag{27}$$

$$T_{i, j}=\frac{\left(E_1+\frac{D_1 \times B_1}{A_1}\right)}{1-C_1} \tag{28}$$

考虑弹性变形的温度场计算流程图如图 2 所示。

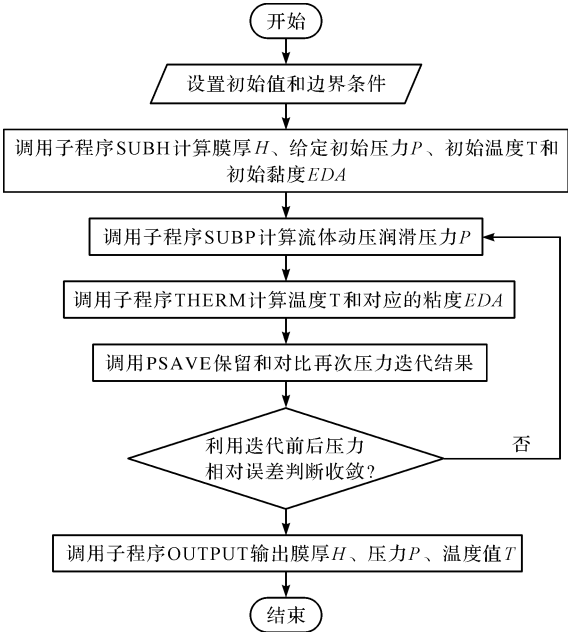


图 2 考虑弹性变形的温度场的计算流程图

2 考虑弹性变形的配流副温度场特性

柱塞泵配流副的油膜温度分布云图如图 3 所示。

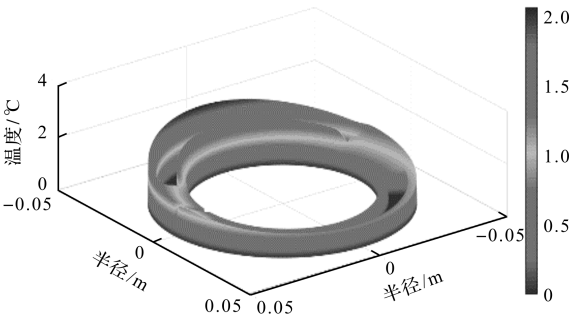


图 3 柱塞泵配流副油膜温度分布云图

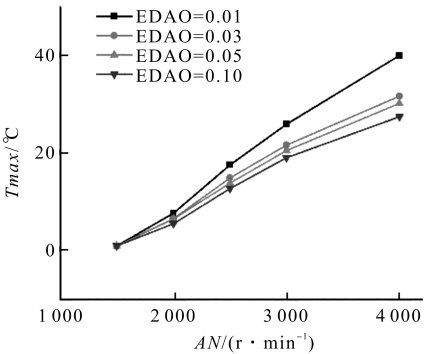
图 3 中,高压腰形槽附近的温度较高,沿油膜厚度方向温度梯度较大,较低的温度出现在该地区的低压区腰形槽附近,配流盘的上、下死点(过渡区)温度变化趋于平稳。

3 结构参数对温度分布的影响

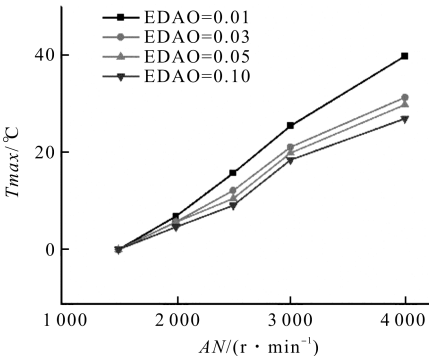
根据能量方程式可知,配流副油膜温度分布与油液黏度、缸体转速、倾角、初始油膜厚度和密封带宽度有关,通过控制其他参数,可以得到单一参数变化对油膜温度的影响规律。

3.1 转速对油膜温度的影响

缸体转速对油膜温度的影响如图 4 所示。



(a) 缸体转速对油膜温度的影响(考虑弹性变形)



(b) 缸体转速对油膜温度的影响(不考虑弹性变形)

图 4 缸体转速对油膜温度的影响

图 4 中,笔者设定其他工况参数不变,控制配流副其他工况参数不变,选择不同梯度下的缸体转速范围:1 000 r/min~4 000 r/min,并计算出了配流副的温度变化曲线。

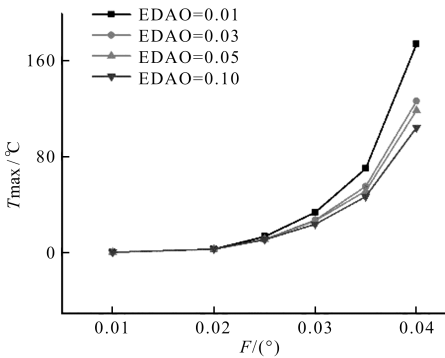
由图 4 可知:在相同粘度下,随着缸体转速的增加,配流副温升越大;在一定的缸体转速条件下,配流副的温升值随黏度的增加而降低;考虑弹性变形的温度场与不考虑弹性变形相比,在不同的黏度下,缸体转速对温度的影响更趋于平缓 and 稳定。

3.2 倾角对油膜温度的影响

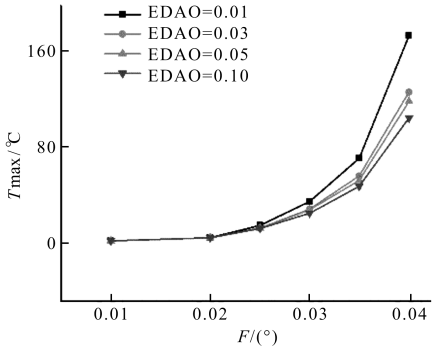
倾角对油膜温度的影响如图 5 所示。

图 5 中,笔者控制其他工况参数不变,选择对应的倾角范围:0.01°~0.04°,计算温度随倾角的变化曲线。

由图 5 可以看出:油膜的温升随缸体倾角的增大而增大,且较为明显;在一定的缸体倾角下,配流副的油膜温升随着液压油粘度的增加而降低;考虑弹性变



(a) 倾角对油膜温度的影响(考虑弹性变形)



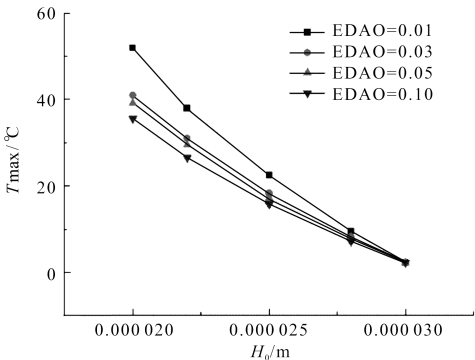
(b) 倾角对油膜温度的影响(不考虑弹性变形)

图 5 倾角对油膜温度的影响

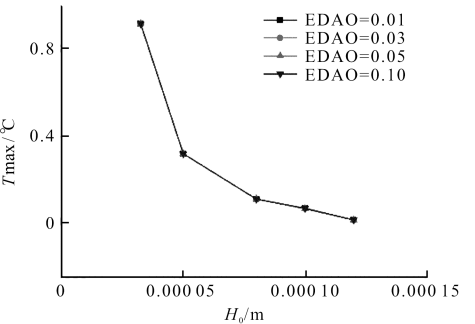
形的温度场与不考虑弹性变形相比,在不同的粘度下,倾角对温度的影响趋于一致,变化不明显。

3.3 初始膜厚对油膜温度的影响

初始膜厚对油膜温度的影响(考虑弹性变形)如图 6 所示。



(a) 初始膜厚对油膜温度的影响(考虑弹性变形)



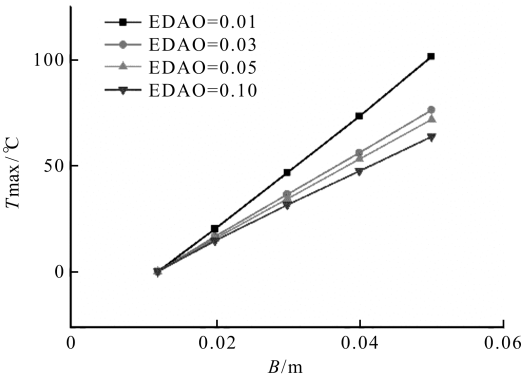
(b) 初始膜厚对油膜温度的影响(不考虑弹性变形)

图 6 初始膜厚对油膜温度的影响

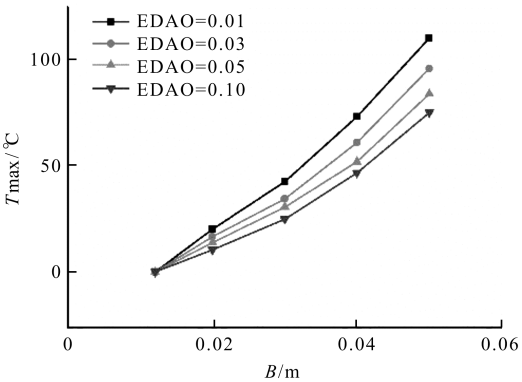
从图 6 可以看出:选择不同梯度下的初始油膜厚度范围:0.000 03 m~0.000 12 m,油膜温升随初始油膜厚度的增大而减小,在一定的初始油膜厚度条件下,配流副的温升随着液压油黏度的增加而降低;考虑弹性变形的温度场与不考虑弹性变形相比,在不同的黏度下,初始膜厚对温度的影响要更明显,同一膜厚不同黏度的温度变化更大;而不考虑弹性变形的情况下,不同黏度下温度变化几乎保持一致。

3.4 密封带宽度对油膜温度的影响

密封带宽度对油膜温度的影响(考虑弹性变形)如图 7 所示。



(a) 密封带宽度对油膜温度的影响(考虑弹性变形)



(b) 密封带宽度对油膜温度的影响(不考虑弹性变形)

图 7 密封带宽度对油膜温度的影响

图 7 中,控制配流副其他工况参数不变,选择不同梯度的密封带宽度范围:0.01 m~0.05 m,计算油膜温度随密封带宽度变化曲线。

从图 7 中可以看出:油膜的温升随配流盘密封带宽度的增大而增大,且较为明显;考虑弹性变形的温度场与不考虑弹性变形相比,在不同的黏度下,密封带宽度对温度的影响呈线性变化关系,不考虑弹性变形的温度变化更剧烈。

4 温度测试实验及结果分析

柱塞泵油膜温度试验装置如图 8 所示。

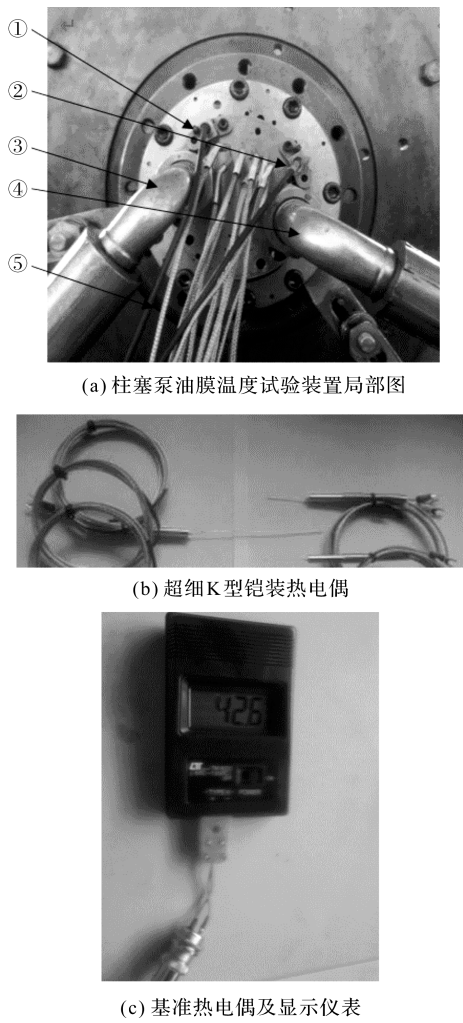


图 8 柱塞泵油膜温度试验装置

①—微位移传感器 1;②—微位移传感器 2;③—出油管;
④—进油管;⑤—热电偶 1~10

在笔者设计的实验装置中,密封带后部加工深孔,距离配流盘油膜 1 mm。笔者测量了分布器上部中心位置的温度,润滑油的初始温度和环境温度分别为 50 ℃ 和室温 25 ℃^[18];柱塞泵运行,然后开始测量。

不同黏度条件下,温度与缸体转速的关系(计算值)如图 9 所示。

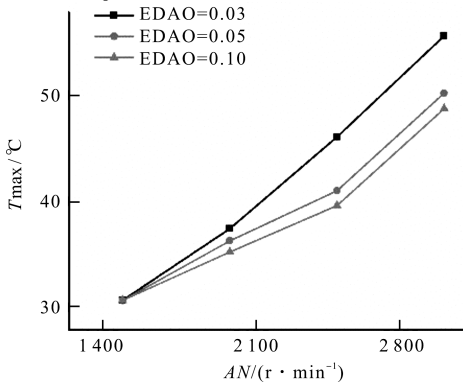


图 9 不同黏度下温度与缸体转速的关系(计算值)

不同黏度条件下,温度与缸体转速的关系(实验值)如图 10 所示。

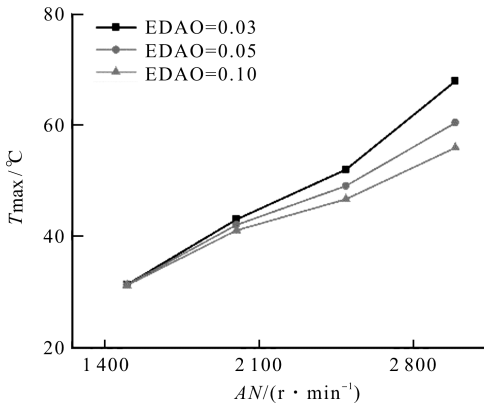


图 10 不同黏度下温度与缸体转速的关系(实验值)

由图 10 可以看出,选用 3 种不同黏度的润滑油,其黏度值分别为 0.03 Pa·s、0.05 Pa·s、0.1 Pa·s;在测试油膜温度的实验中,该实验是在其他工况参数不变的条件下,通过改变缸体转速调节压力,而油膜厚度也会发生变化;不同黏度下,通过对比配流副的温度和油缸转速的计算值与实验值之间的关系可以看出,在不同黏度下,对于计算值和实验值,配流副的温度与缸体转速都是呈正比的关系。

通过以上实验数据与计算结果的对比,可以看出计算结果的正确性和可靠性。

5 结束语

为了更好地研究柱塞泵配流副的热弹流特性,笔者运用 Fortran 和 MATLAB 软件进行了计算仿真,得出了柱塞泵配流副的结构参数对温度场分布规律的影响,并与未加入弹性变形的温度场进行了比较分析,最后用温度测试实验验证了计算结果的正确性。

研究结论如下:

(1)在两种情况下,当油液黏度不同时,各工况参数对温度的影响趋势是保持一致的,即配流副油膜温升受倾角的影响较大,油膜温升与缸体转速、倾角和密封带宽度近似呈正比;

(2)在考虑弹性变形的情况下,油液黏度不同时,缸体转速对温度的影响更趋于平缓 and 稳定;初始膜厚对温度的影响要更明显,同一膜厚不同粘度的温度变化更大;密封带宽度对温度的影响呈线性变化关系,而倾角则没有明显差别。

实验数据与计算结果的吻合,验证了计算结果的正确性。在后续的研究中,该结果可以为热流固耦合这一研究方向提供理论基础和计算依据。

参考文献 (References):

- [1] ZHU Y, CHEN X, ZOU J, et al. A study on the influence of surface topography on the low-speed tribological performance of port plates in axial piston pumps[J]. **Wear**, 2015; 338-339.
- [2] HOOKE C J. An analysis of the lubrication mechanisms of the bush-type bearings in high pressure pumps[J]. **Tribology International**, 1997, 30(8): 553-560.
- [3] PELOSI M, IVANTYSYNOVA M. A Novel Fluid-structure Interaction Model for Lubricating Gaps of Piston Machines [C]. Fluid Structure Interaction 2009. Crete: [s. n.], 2009.
- [4] 王益群, 张伟. 流体传动及控制技术的评述[J]. 机械工程学报, 2003, 39(10): 95-99.
- [5] FEI L, ZHANG Jun-hui, SUN G, et al. Research on wear prediction of piston/cylinder pair in axial piston pumps[J]. **Wear**, 2020; 456-457.
- [6] SHIN J H, KIM H E, KIM K W. A study on models for the analysis of pressure pulsation in a swash-plate type axial piston pump[J]. **American Journal of Physical Anthropology**, 2011, 27(6): 314-320.
- [7] WANG Zhao-qiang, HU S, JI H, et al. Analysis of lubricating characteristics of valve plate pair of a piston pump[J]. **Tribology International**, 2018, 126(10): 49-64.
- [8] CHAO Q, ZHANG Jun-hui, XU B, et al. Spline design for the cylinder block within a high-speed electro-hydrostatic actuator pump of aircraft[J]. **Meccanica**, 2018, 53(1-2): 395-411.
- [9] 胡纪滨, 邹云飞, 李小金. 弹性变形对轴向柱塞泵配流副润滑特性的影响[J]. 农业工程学报, 2009, 25(12): 114-118.
- [10] 王 猛. 基于 ANSYS 的轴向柱塞变量泵强度分析与结构优化[D]. 大连: 大连理工大学机械工程学院, 2015.
- [11] LI Y, JI Zhan-ling, YANG L, et al. Thermal-fluid-structure coupling analysis for valve plate friction pair of axial piston pump in electro-hydrostatic actuator (EHA) of aircraft[J]. **Applied Mathematical Modelling**, 2017, 47(7): 839-858.
- [12] TANG He-sheng, REN Y, XIANG J. A novel model for predicting thermoelastohydrodynamic lubrication characteristics of slipper pair in axial piston pump[J]. **International Journal of Mechanical Sciences**, 2017, 124-125(5): 109-121.
- [13] JI Zhan-ling. Research on thermal-fluid-structure coupling of valve plate pair in an axial piston pump with high pressure and high speed[J]. **Industrial Lubrication and Tribology**, 2018, 70(6): 1137-1144.
- [14] 黄 平. 润滑数值计算方法[M]. 北京: 高等教育出版社, 2011.
- [15] 张直明. 滑动轴承的流体动力润滑理论[M]. 北京: 高等教育出版社, 1986.
- [16] 张远深, 蔺相伟, 范超超. 基于 Fluent 的静压轴承结构优化及温度特性研究[J]. 液压气动与密封, 2019(1): 21-24.
- [17] 肖 刚, 李正祥. 轴向柱塞泵配流副压紧系数技术及试验研究[J]. 液压气动与密封, 2019(9): 15-19.
- [18] 王兆强. 斜盘式柱塞行走马达配流盘的球冠形微观结构引起缸体振动的机理研究[D]. 杭州: 浙江大学机械工程学院, 2014.

[编辑: 李 辉]

本文引用格式:

程 军, 王兆强, 王宇帆, 等. 考虑弹性变形的柱塞泵配流副温度特性研究[J]. 机电工程, 2021, 38(8): 982-988.

CHENG Jun, WANG Zhao-qiang, WANG Yu-fan, et al. Temperature characteristics of port plate pair of piston pump considering elastic deformation[J]. *Journal of Mechanical & Electrical Engineering*, 2021, 38(8): 982-988.《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>