

doi: 10.3969/j.issn.1001-0505.2012.01.014

规则分布微凹坑对配流副泄漏量的影响

邓海顺^{1,2} 于海武¹ 祁 胜¹ 王晓雷¹

(¹ 南京航空航天大学江苏省精密与微细制造技术重点实验室, 南京 210016)

(² 安徽理工大学机械工程学院, 淮南 232001)

摘要: 提出了一种结构化配流副泄漏量的新计算方法, 研究了圆柱形微凹坑直径、深度和面积率对配流副泄漏量的影响, 并进行了初步的机理分析. 结果表明: 随着微凹坑深度的增加, 泄漏量随之减小; 在相同的面积率下, 较小直径的微凹坑具有较小的泄漏量; 轴向柱塞泵配流副缸体的转动速度对泄漏量几乎没有影响; 配流副工作压力与泄漏量成正比. 计算结果可为选择符合配流副工况的圆柱形微凹坑几何参数提供指导.

关键词: 配流副; 微凹坑; 轴向柱塞泵; 泄漏量; 压力分布

中图分类号: TH117 **文献标志码:** A **文章编号:** 1001-0505(2012)01-0072-05

Effect of uniformly distributed micro-pits on leakage of port plate pair

Deng Haishun^{1,2} Yu Haiwu¹ Qi Sheng¹ Wang Xiaolei¹

(¹ Jiangsu Key Laboratory of Precision and Micro-manufacturing Technology, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

(² School of Mechanical Engineering, Anhui University of Science and Technology, Huainan 232001, China)

Abstract: A new method for calculating leakage of textured port plate pair is suggested in this paper. The effects of micro-pits' diameter, depth and area ratio on leakage were studied, and the basic mechanism were analyzed in the same time. The main results show that the deeper the micro-pits', the less the leakage; smaller dimple diameter result in smaller leakage under the condition of same area ratio; rotational speed of cylinder body hardly affects leakage; the leakage is directly proportional to work pressure of port plate pair. The results of the new calculating method can serve as guidance for selecting geometric parameter of micro-pits based on port plate pair's working condition.

Key words: port plate pair; micro-pits; axial piston pump; leakage; pressure distribution

配流副的泄漏量过大会导致轴向柱塞泵的容积效率降低, 无法达到轴向柱塞泵要求的工作压力, 是轴向柱塞泵不能正常工作的重要原因之一. 泄漏量过小会导致配流副润滑不充分, 形成轴向柱塞泵缸体与配流盘的直接接触, 形成固体摩擦, 产生高温并加剧摩擦, 大大降低了配流副的工作寿命. 平行油膜的配流副泄漏量计算公式在很多液压传动教材中都有介绍, 王彬^[1]给出了楔形油膜的配流副泄漏量的计算公式, 并与平行油膜的计算公式进行了比较.

在摩擦副上加工规则分布的微凹坑是提高油

膜支撑力、降低摩擦副间摩擦力的一种有效方法^[2], 规则分布微凹坑在机械密封中也多有应用, 其相关研究也较多, 主要集中在微凹坑几何形状、直径、深度、面积率等在恒定油膜厚度的情况下对油膜承载力的影响方面^[3-4]. 而关于规则分布微凹坑引起泄漏量变化的文献就相对较少^[5], 目前国内仅有潘晓梅等^[6]考虑规则分布微凹坑的空化作用, 利用有限元方法就微凹坑各种参数对机械密封泄漏量的影响进行了数值计算. 文献[7-8]在计算机密封泄漏量方面都未考虑存在规则分布微凹坑对其的影响. 鉴于泄漏量对配流副工作性能影响

收稿日期: 2011-05-23. 作者简介: 邓海顺(1978—), 男, 博士生; 王晓雷(联系人), 男, 博士, 教授, 博士生导师, x_l_wang@nuaa.edu.cn.

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(50675101)、江苏省普通高校研究生科研创新计划资助项目(CX10B_093Z-05).

引文格式: 邓海顺, 于海武, 祁胜, 等. 规则分布微凹坑对配流副泄漏量的影响[J]. 东南大学学报: 自然科学版, 2012, 42(1): 72-76. [doi: 10.3969/j.issn.1001-0505.2012.01.014]

<http://journal.seu.edu.cn>

的重要程度,以及现有的计算方法不是没有考虑规则分布微凹坑的空化影响,就是仅适用于机械密封的近似公式,而这些都与轴向柱塞泵配流副的工作情况以及边界条件差异巨大,所以有必要对规则分布微凹坑的轴向柱塞泵配流副的泄漏量进行深入研究.为简化计算,本文选择的微凹坑几何形状均为圆柱形.

1 配流副泄漏量的经典计算方法

为便于加工微凹坑,一般将规则分布微凹坑加工在轴向柱塞泵的配流盘上,如图 1 所示.

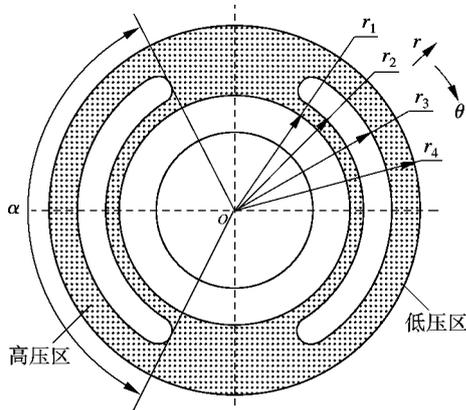


图 1 配流副结构化示意图

对无规则分布微凹坑的轴向柱塞泵配流副而言,其压力分布近似服从对数分布^[1](见图 2),即

$$p = \begin{cases} \frac{\ln r - \ln r_1}{\ln r_2 - \ln r_1} p_s & r_1 \leq r < r_2 \\ p_s & r_2 \leq r \leq r_3 \\ \frac{\ln r_4 - \ln r}{\ln r_4 - \ln r_3} p_s & r_3 < r \leq r_4 \end{cases} \quad (1)$$

式中 r_1, r_2 分别为配流盘内密封带的内、外半径; r_3, r_4 分别为配流盘内密封带的内、外半径; p_s 为轴向柱塞泵的工作压力.

通过流体力学的基本方程 N-S 方程的简化推

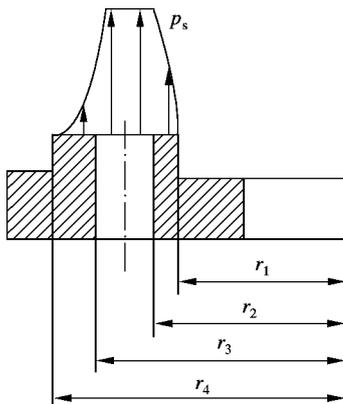


图 2 无微凹坑配流副的压力分布

导可得圆盘形对磨摩擦副的流量公式^[1]为

$$Q = - \frac{\alpha h^3 r}{6\mu C_e} \frac{dp}{dr} \quad (2)$$

对式(2)进行无量纲化可得

$$\bar{Q} = - \frac{\alpha H^3 R}{6\mu C_e} \frac{dP}{dR} \quad (3)$$

式中 μ 为液压油的动力黏度; α 为配流副高压区腰形槽的角度,见图 1; C_e 为流量系数; H 为配流副油膜厚度 h 与配流副表面粗糙度的综合标准差 σ 的比值.

经典的机械密封泄漏量计算基本上都是将式(3)中 R 近似为机械密封内、外圈半径的平均值, dP 近似为内、外圈的压力差, dR 近似为内、外圈的半径差.由于径向压力分布的非线性,必然导致计算误差很大.而在轴向柱塞泵配流副的计算中,根据配流副的边界条件并结合式(1)和(2)得到配流副泄漏量的计算式^[1]为

$$Q_n = \frac{\alpha h^3}{6\mu C_e} \left| \frac{\Delta p}{\ln(r_1/r_2)} \right| \quad (4)$$

$$Q_w = \frac{\alpha h^3}{6\mu C_e} \left| \frac{\Delta p}{\ln(r_4/r_3)} \right| \quad (5)$$

$$Q_z = \frac{\alpha h^3 \Delta p}{6\mu C_e} \left| \frac{\ln(r_1 r_4 / (r_2 r_3))}{\ln(r_1/r_2) \ln(r_4/r_3)} \right| \quad (6)$$

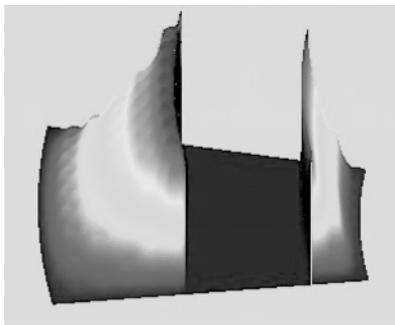
式中 Q_n 为配流副内密封带的泄漏量; Q_w 为配流副外密封带的泄漏量; Q_z 为配流副的总泄漏量; Δp 为柱塞泵高低压差 $\Delta p = p_s - p_1 \approx p_s$.

2 规则分布圆柱形微凹坑配流副泄漏量的计算方法

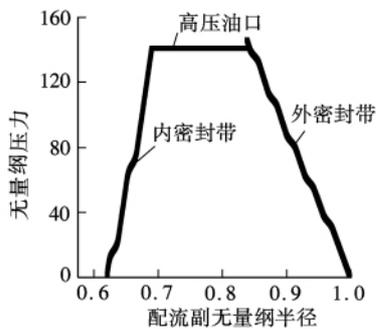
在仅对配流副组件的配流盘(见图 1)进行结构化后(配流副的组件缸体依然保持光滑平面),可以通过 Patir 和 Cheng 的平均流量模型进行计算,由此得出轴向柱塞泵配流副的压力分布曲线^[9-11]如图 3 所示.可见由于配流盘表面圆柱形微凹坑的空化效应,导致配流副的压力分布发生变化,配流副的压力分布不再是传统的对数分布.显然传统的配流副泄漏量的计算公式不再适用,同时也很难通过理论推导的方法得到具体的计算公式.但可根据图 3(b)的配流副压力的曲线分布,通过数据处理软件得出无量纲压力对无量纲直径导数的曲线,即 dP/dR 的曲线分布图,再结合式(3),即可求出配流副泄漏量.同时考虑到规则分布圆柱形微凹坑的存在,会导致气穴的产生,因此对配流副无量纲泄流量式(3)进行修正,可得

$$\bar{Q} = -\phi_r \frac{\alpha H^3 R}{6\mu C_e} \frac{dP}{dR} \quad (7)$$

$$\bar{Q}' = \bar{Q} \left(\frac{\alpha H^3 R}{6\mu C_e} \right)^{-1} = - \frac{dP}{dR} \quad (9)$$



(a) 三维压力分布



(b) 径向压力分布

图 3 结构化配流副压力分布图

式中, ϕ_r 为压力流量因子, 其计算方法见文献 [11]。压力流量因子的取值可由摩擦副对磨表面粗糙度决定。而配流副表面的规则分布的圆柱形微凹坑可以看成是一种有规则分布的表面粗糙度, 即一种人造粗糙度。规则分布圆柱形微凹坑的压力流量因子 ϕ_r 的计算式^[11]为

$$\phi_r = \begin{cases} 1 - Ce^{-\gamma H} & \gamma \leq 1 \\ 1 + CH^{-\gamma} & \gamma > 1 \end{cases} \quad (8)$$

式中, C, γ 为系数。为突出结构化对配流副泄漏量的影响, 假定在对配流盘结构化之前缸体和配流盘都为光滑的, 由此可知缸体的表面粗糙度标准差 $\sigma_1 = 0$, 而配流盘表面的粗糙度标准差 σ_2 可以认为仅仅是由配流盘表面上规则分布圆柱形微凹坑形成的。衡量表面结构粗糙度最常用的参数是 Ra 或平均粗糙度, 也称之为 CLA 或平均中线值, 可以通过编制程序求出表面结构粗糙度的标准差, 由此可得配流副表面粗糙度的综合标准差 $\sigma = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2}$ 。 γ 和 C 可以根据表面粗糙度方向参数 λ 进行选择, 对规则分布的圆柱形微凹坑有 $\lambda = 1$ 。根据文献 [11] 计算可得 $C = 0.9, \gamma = 0.56$ 。

由于式 (3) 和 (7) 中的 μ, α, C_e, H (在计算压力分布时选择固定油膜厚度) 都是常量, 为简化计算, 在计算中定义无量纲泄漏量为

<http://journal.seu.edu.cn>

3 结果分析与讨论

3.1 结果

根据以上分析, 选择轴向柱塞泵配流副的内密封带的内、外半径分别为 $r_1 = 17 \text{ mm}, r_2 = 19 \text{ mm}$, 外密封带的内、外半径分别为 $r_3 = 23 \text{ mm}, r_4 = 27.5 \text{ mm}$, 油液的黏度系数为 $\mu = 0.025 \text{ Pa} \cdot \text{s}$, 液压油的密度为 $\rho = 900 \text{ kg/m}^3$ 。由于轴向柱塞泵配流副上的内密封带和外密封带的泄漏量计算方法和结论都基本相似, 为减小计算量和文章篇幅, 下文均以配流副的外密封带泄漏量作为研究对象。图 4 为圆柱形微凹坑直径为 $300 \mu\text{m}$ 、缸体的转速为 1000 r/min 、轴向柱塞泵的工作压力为 14 MPa 时不同圆柱形微凹坑深度对无量纲泄漏量的影响。从图中可以看出: 在各种不同面积率 S 下, 无量纲泄漏量都随着规则分布圆柱形微凹坑深度的增加而减小, 在圆柱形微凹坑深度为 $8 \sim 12 \mu\text{m}$ 时, 不同面积率下的无量纲泄漏量都下降到光滑配流副泄漏量以下。由此可见, 在虚线以上, 规则分布圆柱形微凹坑的配流副有较大的泄漏量, 润滑效果较好; 在虚线以下, 规则分布圆柱形微凹坑能减小泄漏量, 密封效果较好。圆柱形微凹坑直径为 $400 \mu\text{m}$ 时, 不同微凹坑深度对无量纲泄漏量的影响有相似的结果, 只是微凹坑深度在 $15 \sim 18 \mu\text{m}$ 之间, 无量纲泄漏量就可以下降到虚线以下。

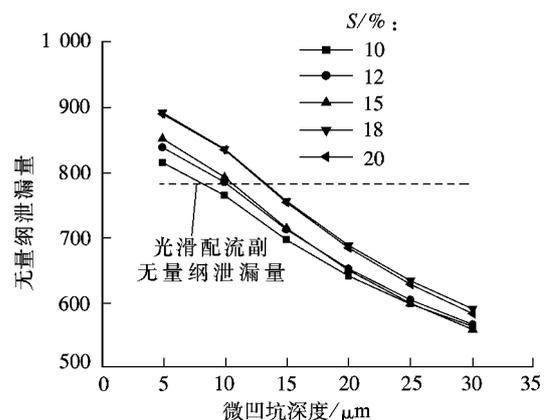


图 4 无量纲泄漏量随圆柱形微凹坑深度的变化

图 5 为规则分布圆柱形微凹坑直径 d 分别为 $400, 300$ 和 $200 \mu\text{m}$ 时无量纲泄漏量随微凹坑深度的变化情况。图中缸体转速、压力差和微凹坑面积率分别为 $1000 \text{ r/min}, 14 \text{ MPa}$ 和 10% 。从图中可以看出: 随着规则分布圆柱形微凹坑直径的增加, 无量纲泄漏量都在下降, 3 条曲线分别向下移

动,可见小直径微凹坑有较小的泄漏量.

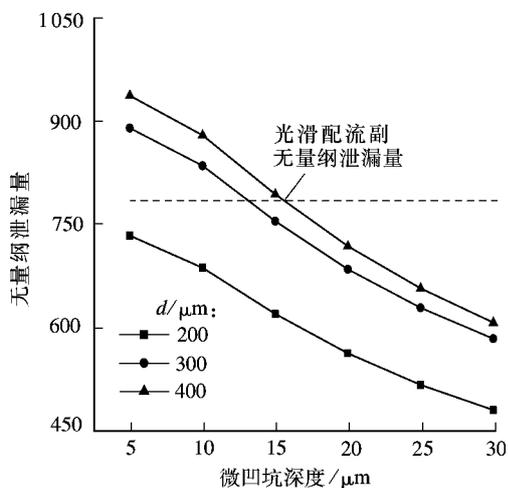


图5 不同凹坑直径下无量纲泄漏量的变化

图6为配流副的缸体转速分别为500,1000,1500,2000 r/min时,圆柱形微凹坑直径为400 μm、工作压力为14 MPa、微凹坑的面积率为10%时,不同微凹坑深度对无量纲泄漏量的影响.从图中可以发现4条曲线基本重合,变化规则一致,可见缸体转速对配流副的泄漏量几乎无影响.

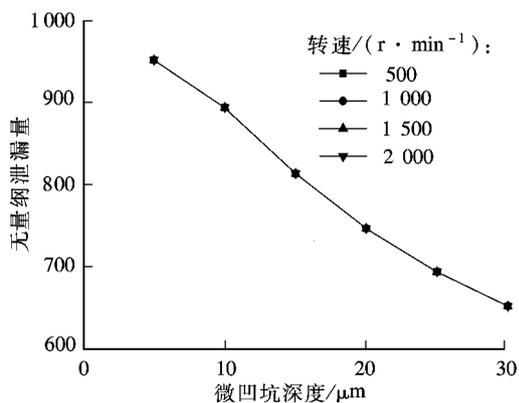


图6 不同转速时无量纲泄漏量的变化

图7为配流副在不同工作压力下的无量纲泄漏量的变化情况,可以发现,配流盘上有规则分布微凹坑的泄漏量和光滑配流副时的配流量变化规则一致,都是与工作压力成正比例关系,微凹坑深度越大泄漏量越小.

3.2 机理分析

由于规则分布圆柱形微凹坑的存在,配流副在运动时会产生气穴,如图8所示.在微凹坑深度较浅的情况下,气穴对流动的破坏不是很大,由于气穴对油液的吸引作用,反而增加了油液的向外泄漏,见图8(b);随着规则分布微凹坑深度的增加,更容易形成气穴,对流动的破坏性也越强,见图8(a).

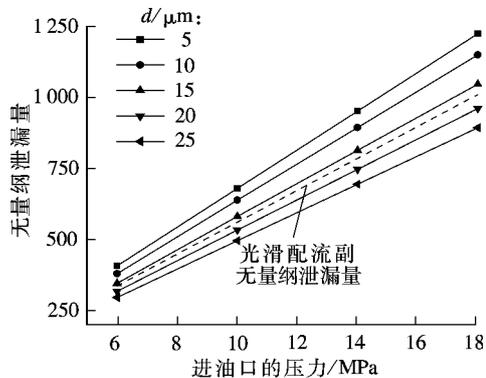


图7 不同工作压力下的无量纲泄漏量

而将存在微凹坑的摩擦副与光滑摩擦副相比,油液径向流动经过微凹坑时有更小的压降(见图2和图3),径向流动的动力较小,因而有更小的泄漏量,此时可以将每个微凹坑看作是个阻碍油液径向流动的“坝”;在相同的面积率情况下,较小直径的规则分布微凹坑的数量更多,形成的气穴数量也更多,有更多阻碍径向流动的“坝”,对流动干扰的程度也就更加严重,泄漏量也更小.由于在计算过程中没有考虑惯性力,所以速度对泄漏量几乎没有影响.

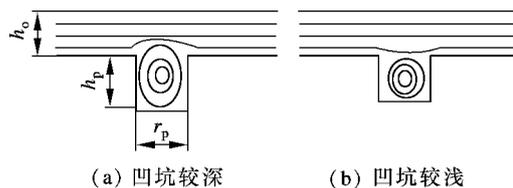


图8 微凹坑的气穴效应

4 结论

1) 通过数值计算发现,规则分布的圆柱形微凹坑的深度对泄漏量有着较大的影响,随着微凹坑深度的增加,泄漏量降低;在相同面积率的情况下,微凹坑直径增大,泄漏量也逐渐增大;面积率对微凹坑的影响不是很明显,在所计算的面积率范围内,18%面积率的规则分布圆柱形微凹坑具有最大的泄漏量;缸体的转速对泄漏量几乎没有影响;轴向柱塞泵配流副的工作压力与无量纲泄漏量成正比.

2) 结合轴向柱塞泵配流副的实际工况,推荐在配流副的低压区使用较浅、较大的微凹坑,增加泄漏量,以达到提高配流副低压区润滑效果的目的;在配流副的高压区,使用较深、较小的微凹坑,增加高压区的密封性.

本文规则分布微凹坑的几何形状选择的是圆柱形,其他形状如正方形、椭圆形、三角形等,拟另

文进行讨论. 规则分布圆柱形微凹坑的泄漏量的计算方法对其他一些端面配流的液压动力元件和执行元件也同样适用, 如轴向柱塞马达、叶片泵、叶片马达等.

参考文献 (References)

- [1] 王彬. 轴向柱塞泵平面配流副的润滑特性及其参数优化[D]. 杭州: 浙江大学工学部, 2009.
- [2] 朱华, 历建全, 陆斌斌, 等. 变密度微圆坑表面织构在往复运动下的减摩作用[J]. 东南大学学报: 自然科学版, 2010, 40(4): 741-745.
Zhu Hua, Li Jianquan, Lu Binbin, et al. Friction reduction effect of micro-round dimple surface texture with variable density in reciprocating [J]. *Journal of Southeast University: Natural Science Edition*, 2010, 40(4): 741-745. (in Chinese)
- [3] Yu H, Wang X, Zhou F. Geometric shape effects of surface texture on the generation of hydrodynamic pressure between conformal contacting surfaces [J]. *Tribology Letters*, 2010, 37(2): 123-130.
- [4] Halperin G, Greenberg Y, Etsion I. Increasing mechanical seal life with laser-textured seal faces [C]//*Proceedings of the 15th International Conf on Fluid Sealing*. Maastricht, Netherlands: BHR Group, 1997: 3-11.
- [5] Etsion I. Improving tribological performance of mechanical components by laser surface texturing [J]. *Tribology Letters*, 2004, 17(4): 733-737.
- [6] 潘晓梅, 彭旭东, 李纪云. 激光加工多孔端面机械密封泄漏量的影响因素[J]. 润滑与密封, 2007, 32(3): 31-34.
Pan Xiaomei, Peng Xudong, Li Jiyun. Factors affecting leakage rate of a laser surface textured mechanical seal [J]. *Lubrication Engineering*, 2007, 32(3): 31-34. (in Chinese)
- [7] Siripuram R B, Stephens L S. Effect of deterministic asperity geometry on hydrodynamic lubrication [J]. *Journal of Tribology*, 2004, 126(3): 527-534.
- [8] Etsion I, Burstein L. A model for mechanical seals with regular microsurface structure [J]. *Tribology Transactions*, 1996, 39(3): 677-683.
- [9] Kim T, Cho Y. Average flow model with elastic deformation for CMP [J]. *Tribology International*, 2006, 39(11): 1388-1394.
- [10] Naduinamani N B, Patil S B. Numerical solution of finite modified Reynolds equation for couple stress squeeze film lubrication of porous journal bearings [J]. *Computers & Structures*, 2009, 87(21/22): 1287-1295.
- [11] Patir N, Cheng H S. An average flow model for determining effects of three-dimensional roughness on partial hydrodynamic lubrication [J]. *Journal of Lubrication Technology—Transactions of the ASME*, 1978, 100(1): 12-17.