

8-20-2020

Flow Distribution Simulation about Slipper Pair of Hydraulic Axial Ram Pump

Wang Hui

1. *College of Mechanical and Engineering, Liaoning Technical University, Fuxin 123000, China;;*

Yuning Song

1. *College of Mechanical and Engineering, Liaoning Technical University, Fuxin 123000, China;;*

Yejiao Song

2. *Finance and Economics Department, Fuxin Higher Training College, Fuxin 123000, China;*

Follow this and additional works at: <https://dc-china-simulation.researchcommons.org/journal>



Part of the Artificial Intelligence and Robotics Commons, Computer Engineering Commons, Numerical Analysis and Scientific Computing Commons, Operations Research, Systems Engineering and Industrial Engineering Commons, and the Systems Science Commons

This Paper is brought to you for free and open access by Journal of System Simulation. It has been accepted for inclusion in Journal of System Simulation by an authorized editor of Journal of System Simulation.

Flow Distribution Simulation about Slipper Pair of Hydraulic Axial Ram Pump

Abstract

Abstract: Slipper pair is one of the most important frictional pairs of hydraulic axial ram pump, which is supported by static pressure to facilitate good lubricating. The fluid in the slipper pair was analyzed by using Reynolds number. The length when the flow in plunger damping hole was turbulence was shorter than that when it was laminar. To reduce the leak and prove the performance of slipper, the moisture film of sealing strip should be laminar. The flow distribution of slipper pair was analyzed by FLUENT after the model of moisture film was created. The distribution of pressure and velocity in the flow was based on different pressure and fluid properties. The area where the pressure was even and maximum was the main area which bore the pressure. The pressure of the moisture film reduced gradually along the radius. The velocity of flow nearby the centrality of the hydrocoel was faster then the centrality of the oil reservoir. It was advanced with the growth of the pressure. Some theories could be evidenced for designing the slipper pair.

Keywords

slipper pair, moisture film, FLUENT, flow distribution

Recommended Citation

Wang Hui, Song Yuning, Song Yejiao. Flow Distribution Simulation about Slipper Pair of Hydraulic Axial Ram Pump[J]. Journal of System Simulation, 2015, 27(3): 634-642.

水压轴向柱塞泵滑靴副的流场仿真

王慧¹, 宋宇宁¹, 宋叶姣²

(1. 辽宁工程技术大学机械工程学院, 辽宁 阜新 123000; 2. 阜新高等专科学校财经系, 辽宁 阜新 123000)

摘要: 滑靴副是水压轴向柱塞泵四个重要摩擦副之一, 为保证良好的润滑, 采用静压支承结构。通过雷诺数分析滑靴副内部流体流态, 柱塞阻尼孔为紊流状态, 其长度远小于层流状态, 密封带水膜为层流状态, 有助于减少泄漏和保证滑靴性能。建立滑靴副模型, 运用 FLUENT 分析不同工作压力和不同流体性质下, 流场的压力和流速分布, 得出滑靴底部水腔内压力分布均匀且为压力最大区域, 是主要承受外界负载的区域; 密封带处水膜压力沿半径方向逐渐降低; 水腔中心的流速远大于油腔中心的流速, 其随工作压力的增大而增大, 为滑靴的设计提供一定的理论依据。

关键词: 滑靴副; 水膜; FLUENT; 流场

中图分类号: TH137.51

文献标识码: A

文章编号: 1004-731X (2015) 03-0634-09

Flow Distribution Simulation about Slipper Pair of Hydraulic Axial Ram Pump

Wang Hui¹, Song Yuning¹, Song Yejiao²

(1. College of Mechanical and Engineering, Liaoning Technical University, Fuxin 123000, China

2. Finance and Economics Department, Fuxin Higher Training College, Fuxin 123000, China)

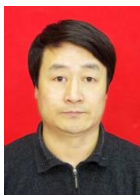
Abstract: Slipper pair is one of the most important frictional pairs of hydraulic axial ram pump, which is supported by static pressure to facilitate good lubricating. The fluid in the slipper pair was analyzed by using Reynolds number. The length when the flow in plunger damping hole was turbulence was shorter than that when it was laminar. To reduce the leak and prove the performance of slipper, the moisture film of sealing strip should be laminar. The flow distribution of slipper pair was analyzed by FLUENT after the model of moisture film was created. The distribution of pressure and velocity in the flow was based on different pressure and fluid properties. The area where the pressure was even and maximum was the main area which bore the pressure. The pressure of the moisture film reduced gradually along the radius. The velocity of flow nearby the centrality of the hydrocoel was faster than the centrality of the oil reservoir. It was advanced with the growth of the pressure. Some theories could be evidenced for designing the slipper pair.

Keywords: slipper pair; moisture film; FLUENT; flow distribution

引言

由于纯水介质的自身特性, 水压泵面临着摩擦副密封和润滑、泵体材料选择、泵内气蚀等诸多技

术难题^[1-3]。滑靴副是水压轴向柱塞泵的四个重要摩擦副之一, 滑靴与斜盘紧贴, 相对于斜盘高速运转, 水的粘度低, 润滑性差, 用纯水进行润滑, 很容易与斜盘发生摩擦, 减少滑靴的使用寿命。滑靴副水的泄漏是水压轴向柱塞泵的主要泄漏源之一, 因此, 对水压轴向柱塞泵滑靴副进行研究具有十分重要的意义^[4-6]。建立了建立滑靴副流场仿真模型, 对柱塞阻尼孔为紊流时, 滑靴副内流场进行流体仿



收稿日期: 2014-03-12 修回日期: 2014-06-08;
作者简介: 王慧(1960-), 男, 辽宁省凌源人, 教授, 博导, 研究方向为二次调节控制系统、电液伺服控制系统以及智能控制方法在液压系统中的应用; 宋宇宁(1985-), 男, 辽宁省鞍山人, 博士生, 研究方向为二次调节控制系统、电液伺服控制系统以及智能控制方法在液压系统中的应用等。

真, 在采用不同流体性质、不同工作压力的情况下, 分析了水膜处压力分布和速度分布。

1 建立滑靴副流场仿真模型

滑靴副流场的实际流动十分复杂, 并不能考虑所有情况, 必须考虑 **Fluent** 求解的可行性, 流场模型的简化是不可避免的^[7-9]。在做仿真分析时, 因为求解的目的不同, 有时并不需要考虑所有的细节, 为了简化仿真计算, 较快得到仿真的收敛解, 有必要对模型做相关假设:

(1) 滑靴副流场为理想的模型。水膜为标准的圆柱, 圆柱面和上下底面之间没有过渡, 为直角, 棱角十分明显, 其他部位也是类似情况。流场模型的实际情况并非如此, 为了简化模型, 采用理想模型。

(2) 纯水假定为不可压缩的, 因为纯水的体积模量大, 当压强改变时, 纯水体积变化非常小, 可以视为不可压缩流体, 纯水密度和粘度也看做恒定值。

(3) 流体仿真时将流场的流动看做定常流动, 流场内流体流动速度不跟时间改变而改变。

(4) 忽略滑靴副流体重力的影响, 流体重力对流场仿真的影响非常小。

(5) 滑靴与斜盘均看做刚体, 即忽略了滑靴和斜盘与纯水之间的耦合。

(6) 只研究滑靴副的压力场和速度场, 不考虑流体内热量的传导。

(7) 滑靴副流场油膜非常薄, 只有 $10\ \mu\text{m}$, 可以忽略压力和流速在水膜厚度上的变化, 只考虑平面上的变化。

1.1 仿真模型的建立

滑靴副结构如图 1 所示。在 **Gambit** 中建立滑靴副内流场的三维模型, 滑靴的相关尺寸如表 1 所示。在进行流体仿真时, 只需考虑滑靴内部流体, 因此流场的三维模型主要包括滑靴密封带区水膜、滑靴底部水腔内流体和滑靴上部短孔内流体 3 部分组成^[10-12]。

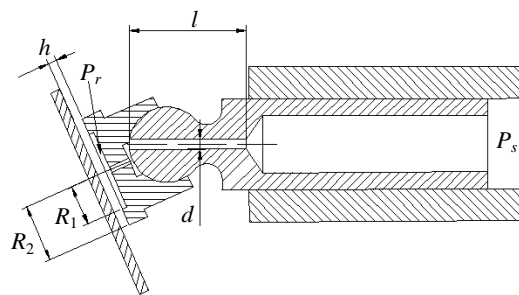


图 1 滑靴副结构图

表 1 三维模型尺寸及仿真相关参数

参数	取值
滑靴半径 R_2/mm	14.5
压降系数 a	0.9
滑靴水腔半径 R_1/mm	10.3
滑靴上部短孔直径 d_a/mm	1
水膜厚度 $h/\mu\text{m}$	10
水的密度 $\rho/\text{kg m}^{-3}$	1 000
水的粘度 $\mu/(\text{Pa s})$	0.001

网格划分是流场仿真的一个关键部分, 网格质量关系着滑靴副流场仿真是否准确。模型各部分尺寸相差较大, 尤其是水膜厚度与水膜直径之间, 因此在划分网格时要采取合适的方式进行划分。为了提高划分网格的质量与效率, 采用分块划分网格的方法, 将滑靴副流场分成滑靴上部流体部分、滑靴底部水腔流体部分和滑靴水膜流体部分^[13-14]。网格具体划分方法如下: 首先对滑靴上部流体进液口进行面网格划分, 然后沿短孔长度方向用网格扫面的方式进行体网格划分, 同样对水腔流体部分和水膜流体部分也先进行面网格划分, 然后采用网格扫描的方式进行体网格划分。在对水膜进行网格划分时, 由于尺寸相对于直径差较大, 需要对水膜流体部分进行加密处理, 保证在水膜厚度方向上有一定数量的网格。划分好的网格如图 2 所示, 对其划分的网格数为 233 917 个。

1.2 仿真参数的确定

流体流态分为层流和湍流, 不同的流态需要的模型不同, 在滑靴副流体进行仿真之前对三维模型的流态进行判断。根据流动的连续性, 通过柱塞阻尼孔的流量与滑靴的泄漏流量相等, 而流过滑靴上部短孔的流量与流过柱塞阻尼孔的流量相同。

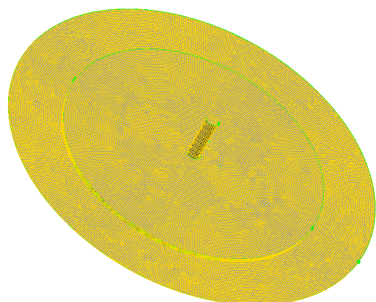


图 2 滑靴副流场网格划分

$$\text{流过滑靴上部短孔的流量: } Q_a = \frac{\pi h^3 P_r}{6\mu \ln(R_1 / R_2)}$$

$$\text{雷诺系数: } Re_a = \frac{\rho v d_a}{\mu}$$

当工作压力为 6 MPa 时, $Re_a = 10\ 700$, 当工作压力为 8 MPa 时, $Re_a = 14\ 226$, 当工作压力为 10 MPa 时, $Re_a = 17\ 830$, 显然它处于紊流状态。因此, 在仿真中选择湍流流动模型。

滑靴副流场仿真的边界条件选择压力入口和压力出口。滑靴上部短孔进口设为压力入口, 水膜外侧圆侧面设为压力出口, 其余边界均设为壁面边界 WALL。在参数设置完毕后对滑靴副流场进行仿真直至收敛结果仿真。

滑靴副水膜的压力分布影响着水膜的承载能力, 滑靴副的流速分布则影响着滑靴的泄漏流量, 从而影响了泵的整体性能。因此有必要研究滑靴副流场的压力分布和流速分布, 在不同工作压力和不同流体性质下, 采用相同条件进行仿真。

2 滑靴副静压支承性能

2.1 滑靴副密封带水膜厚度

假设滑靴密封带水膜为层流状态, 根据平行圆板间放射流动的计算公式, 则滑靴副的泄漏流量为:

$$Q_{s1} = \frac{\pi h^3 P_r}{6\mu \ln(R_1 / R_2)}$$

式中: h 是水膜厚度; P_r 是滑靴底面水腔的压力; P_s 是柱塞压水区压力; μ 是水的动力粘度; R_1 和 R_2 分别是滑靴底面半径和滑靴水腔半径。

假设柱塞阻尼孔内流体为紊流状态, 且 $2320 < Re_e < 105$, 引入圆管紊流压力流量公式, 则阻尼孔的流量为:

$$Q_{s2}^{1.75} = \frac{d^{4.75} (P_s - P_r)}{0.2414 \mu^{0.25} \rho^{0.75}}$$

根据流动的连续性, 通过柱塞阻尼孔的流量与通过滑靴副的泄漏流量是相等的, 推导出柱塞阻尼孔的长度:

$$l = \frac{(1-a)[6\mu \ln(k)]^{1.75} P_s d^{4.75}}{0.2414 (a P_s \pi h^3)^{1.75} \mu^{0.25} \rho^{0.75}}$$

$$\frac{\pi h^3 P_r}{6\mu \ln(R_1 / R_2)} = \left[\frac{d^{4.75} (P_s - P_r)}{0.2414 \mu^{0.25} \rho^{0.75}} \right]^{\frac{4}{7}}$$

$$\text{滑靴副水膜厚度为: } h = K_{hs} K_s^{\frac{4}{21}}$$

滑靴结构相关的系数:

$$K_s = \frac{d^{4.75} [6\mu \ln(R_1 / R_2)]}{0.2414 \mu^{0.25} \rho^{0.75} \pi^{1.75} l P_s^{0.75}}$$

$$\text{滑靴水膜厚度系数: } K_{hs} = \left(\frac{1-a}{a^{1.75}} \right)^{\frac{4}{21}}$$

假设柱塞阻尼孔为层流状态, 按照原有的静压支承性能进行推导, 通过柱塞阻尼孔的流量与通过滑靴副的泄漏流量是相等的, 所以可得出:

$$\frac{\pi h^3 P_r}{6\mu \ln(R_1 / R_2)} = \frac{\pi d^4}{128 \mu l} (P_s - P_r)$$

$$\text{滑靴副水膜厚度为: } h = K_{hy} K_y$$

$$\text{滑靴副结构相关的系数: } K_y = \frac{3d^4 \ln(R_1 / R_2)}{64l}$$

$$\text{滑靴副水膜厚度系数: } K_{hy} = \left(\frac{1-a}{a} \right)^{\frac{1}{3}}$$

K_s 和 K_y 都是与滑靴结构相关的系数, 水膜厚度系数 K_{hs} 和 K_{hy} 都是与压降系数 a 相关的函数, 由水膜厚度系数与压降系数的变化关系能够反映出水膜厚度 h 与压降系数的变化关系。无论是在紊流还是在层流的情况下, 厚度系数随压降系数的变化趋势大致相同, 水膜厚度系数随着压降系数 a 的增大而减小, 也就是说随着滑靴底部水腔压力 P_r 增大而减小。这也说明了, 水膜厚度越小, 滑靴

底部水腔压力越大, 说明了静压支承能够随着外界负载压力变化而自动调节。但是, 两曲线也有不同之处, 紊流下的水膜厚度系数变化相对于层流下的变化要相对平缓一些, 在接近压降系数 a 为 1 时, 发生剧降。相同的压降系数变化, 也可以说相同滑靴底部水腔压力变化, 紊流水膜厚度的变化要小于层流水膜厚度的变化, 说明了柱塞阻尼孔紊流下滑靴副水膜的刚度较好。

2.2 滑靴副水膜支承刚度

滑靴副水膜支承刚度是指单位水膜厚度变化所引起水膜负载能力的变化。水膜的支承刚度越大, 单位水膜厚度变化所引起的水膜负载变化也就越大, 反之, 则越小。它反映了水膜对外部负载变化的承受能力。滑靴的静压支承需要保证有良好的液体润滑膜, 那么水膜对外部负载变化的承受能力就要强, 即要求支承刚度大。

首先分析滑靴副水膜所承受的负载, 由前面的分析可知, 滑靴和斜盘间水膜流动是层流流动。高压水从滑靴中心短孔进入滑靴底部水腔, 然后在滑靴和斜盘的间隙沿径向流动, 这种流动为压差流动。

根据平行圆盘径向压差流动, 滑靴副水腔与水膜的支承力:
$$N = \frac{\pi(R_1^2 - R_2^2)}{2 \ln(R_1 / R_2)} P_r$$

滑靴所承受的负载与滑靴的支承力相等。滑靴副支承刚度为:
$$S = -\frac{dN}{dh}$$

式中的符号是考虑到 dN 与 dh 的符号总是相反, 为了保证支承刚度 S 始终为正值添加的。

$$S = -\frac{\pi(R_1^2 - R_2^2)}{2 \ln(R_1 / R_2)} P_s \frac{da}{dh}$$

柱塞阻尼孔为紊流状态:

$$\frac{da}{dh} = -\frac{5.25h^{4.25}a^{3.5}}{K_s[1+1.75(1-a)a^{0.75}]}$$

$$S = K_{gs} K_s^{-\frac{4}{21}} \frac{\pi(R_1^2 - R_2^2)}{2 \ln(R_1 / R_2)} P_s$$

紊流下支承刚度系数:

$$K_{gs} = \frac{5.25(1-a)^{\frac{17}{21}} a^{\frac{25}{12}}}{1+1.75(1-a)a^{0.75}}$$

假设柱塞阻尼孔为层流状态, 按照传统静压支承性能进行推导:
$$\frac{da}{dh} = -3(1-a)^{\frac{2}{3}} a^{\frac{4}{3}} K_y^{\frac{1}{3}}$$

$$S = K_{gy} K \frac{\frac{1}{3} \pi(R_1^2 - R_2^2)}{y 2 \ln(R_1 / R_2)} P_s$$

层流下支承刚度系数:
$$K_{gy} = -3(1-a)^{\frac{2}{3}} a^{\frac{4}{3}}$$

支承刚度系数 K_{gs} 和 K_{gy} 是压降系数 a 有关的函数, 由支承刚度系数与压降系数的变化关系能够反映出支承刚度 S 与压降系数的变化关系。柱塞阻尼孔紊流流态和层流流态下支承刚度系数随压降系数变化大致相同, 均为先增大后减小。压降系数是滑靴副设计的重要参数, 在选择压降系数时应尽量保证支承刚度取较大的值。通过 MATLAB 数值计算, 可以得出, 层流下静压支承刚度系数在 $a=2/3$ 时取得最大值, 而紊流下静压支承刚度系数在 $a=0.7714$ 时取得最大值, 这是二者很大的不同。单从支承刚度上选择压降系数, 水压轴向柱塞泵滑靴副应该选择 0.7714, 而不是传统静压支承刚度理论所提供的 2/3。

2.3 滑靴副泄漏流量

滑靴副密封带水膜流态为层流, 柱塞阻尼孔的流态为紊流, 推出单个滑靴的泄漏流量:

$$Q_{s1} = K_{xs} \frac{\pi P_s K_s^{\frac{4}{7}}}{6 \mu \ln(R_1 / R_2)}$$

紊流下泄漏流量系数:
$$K_{xs} = (1-a)^{\frac{4}{7}}$$

根据传统的静压支承特性分析, 滑靴副密封带水膜流态为层流, 柱塞阻尼孔的流态也为层流, 可推出单个滑靴的泄漏流量:

$$Q_{s1} = K_{xy} \frac{\pi P_s K_y}{6 \mu \ln(R_1 / R_2)}$$

层流下泄漏流量系数:
$$K_{xy} = 1-a$$

泄漏流量系数 K_{xs} 和 K_{xy} 是与压降系数有关的函数, 其余为与结构有关的函数, 压降系数的选取对泄漏流量有重要影响。柱塞阻尼孔无论是在紊流状态, 还是在层流状态, 随着压降系数的增加, 支承泄漏系数减小, 而层流下泄漏流量系数与压降系数的关系是线性的, 而紊流下泄漏流量系数与压降系数的关系是非线性的, 有着非常明显的不同, 柱塞阻尼孔为紊流的情况下, 传统的静压支承刚度理论并不适用。

2.4 滑靴泄漏功率损失系数

单个滑靴的泄漏功率损失为: $W = Q_s P_r$

柱塞阻尼孔为紊流状态时, 滑靴副的泄漏功率

$$\text{损失为: } W = K_{ws} \frac{\pi P_s^2 K_s^{\frac{4}{7}}}{6\mu \ln(R_1 / R_2)}$$

紊流下泄漏功率损失系数: $K_{ws} = a(1-a)^{\frac{4}{7}}$

柱塞阻尼孔为层流状态时, 滑靴副的泄漏功率

$$\text{损失为: } W = K_{wy} \frac{\pi P_s^2 K_y}{6\mu \ln(R_1 / R_2)}$$

层流下泄漏功率损失系数: $K_{wy} = a(1-a)$

泄漏功率损失系数 K_{ws} 和 K_{wy} 是压降系数的函数, 其余为结构系数, 通过分析压降系数对泄漏功率损失系数的影响来分析压降系数对泄漏功率的影响。柱塞阻尼孔流态无论是在紊流下还是在层流下, 泄漏功率损失系数与压降系数的关系曲线大致趋势相同, 都是随着压降系数的增大, 泄漏功率损失系数先增大后减小, 但是取得极值点时压降系数有着显著的不同。设计滑靴时, 压降系数的选取应当尽量避免取极值点及其附近的区域, 此时泄漏功率损失系数最大。

下面分别对取极值点时压降系数的取值求解:

$$\text{柱塞阻尼孔为紊流: } \frac{dK_{xs}}{da} = 1 - \frac{11}{7}a = 0, \\ a = 0.6364$$

$$\text{柱塞阻尼孔为层流: } \frac{dK_{xy}}{da} - 1 - 2a = 0, \quad a = 0.5$$

柱塞阻尼孔为紊流时, 泄漏功率损失系数在 $a=0.6364$ 时取得最大值, 柱塞阻尼孔为层流时, 泄漏功率损失系数在 $a = 0.5$ 时取得最大值。

3 流场仿真结果分析

3.1 不同工作压力下的流场仿真结果分析

在工作压力为 6 MPa, 8 MPa 和 10 MPa 下分别对滑靴副纯水流场进行分析。柱塞腔内压力为 6 MPa, 8 MPa 和 10 MPa, 经过柱塞阻尼孔产生压降, 滑靴短孔的入口压力分别为 5.4 MPa, 7.2 MPa 和 9 MPa, 水膜外侧圆侧面的出口压力仍为 0.1 MPa, 其余边界均设为壁面边界 WALL, 对其分别进行仿真, 直至得到收敛结果, 以便观察不同压力下滑靴副压力流速分布。

在得到收敛结果后, 于水膜正中厚度处建立一平面, 用以观察水膜上的不同工作压力下水膜压力分布, 如图 3 所示。从图 3 可知, 滑靴副在不同的工作压力下, 水膜压力分布大致相同, 正中为水腔圆形压力场, 周围为环形密封带水膜压力场。随着工作压力的提高, 滑靴水膜压力场也随之提高, 承载能力提高, 以承载提高的工作压力。

由图 4 可知, 滑靴副水腔内的压力并不是固定不变的, 在水膜中心处压力沿半径方向先减小再增大最后趋于稳定, 压力在水膜平面上沿径向有所降低, 工作压力越大沿径向压力降低也越大, 压力的降低会导致承载能力的下降, 会影响滑靴的性能。

由图 5 可知, 纯水在流经滑靴短孔时会产生压降, 工作压力越大, 产生的压降也就越大, 这是因为工作压力大, 水紊流时流动的速度也就越大, 短孔产生的压降作用也就越强。压降作用会降低水腔内的压力, 导致承受负载的能力变弱, 尤其是在高压的情况下。因此, 在滑靴副进行设计时, 滑靴短孔的压降作用应当给予关注, 尤其是在工作压力较高、压降作用明显的情况下。

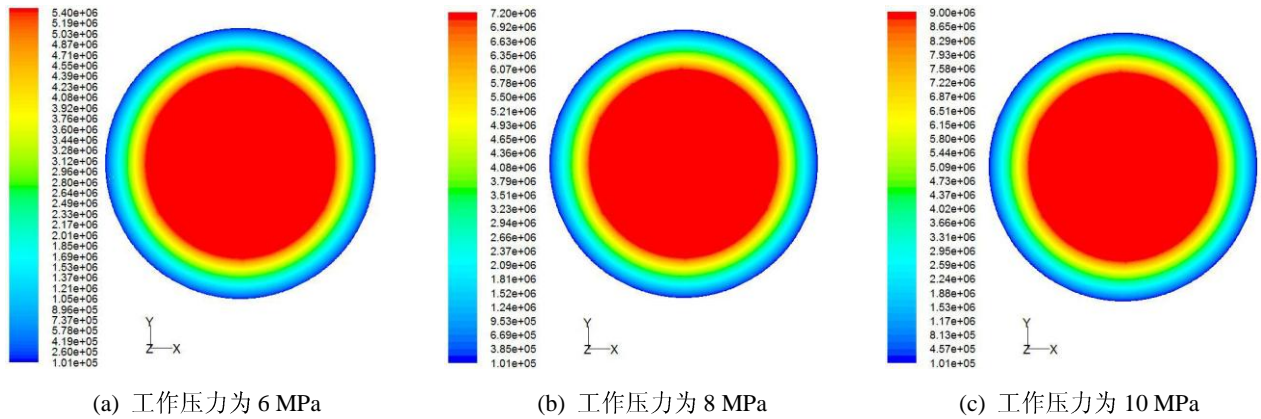


图 3 滑靴副水膜的压力分布

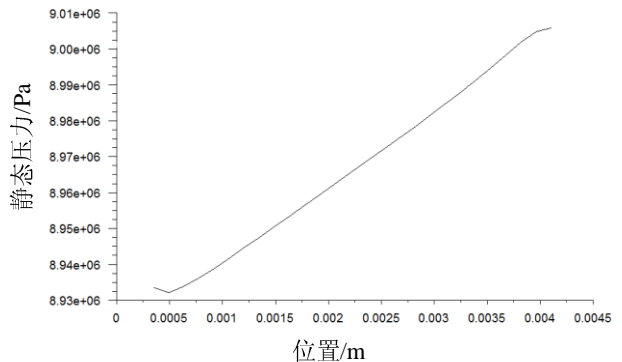
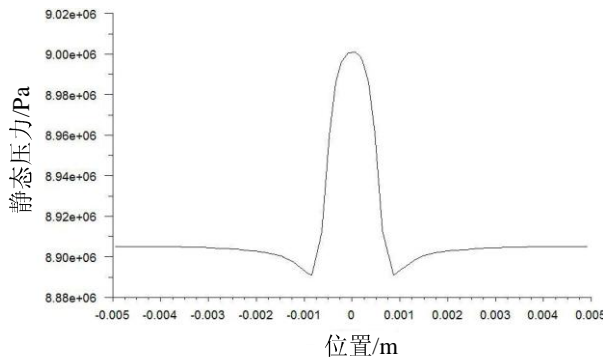
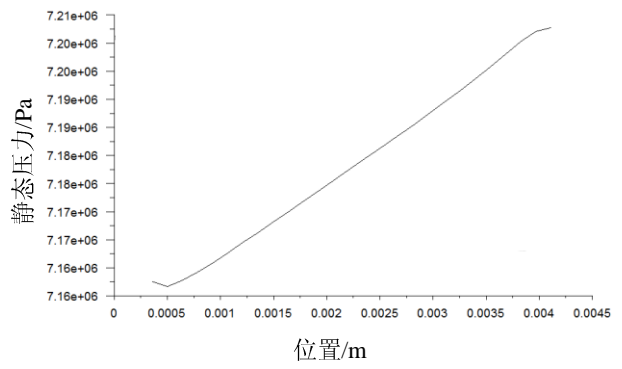
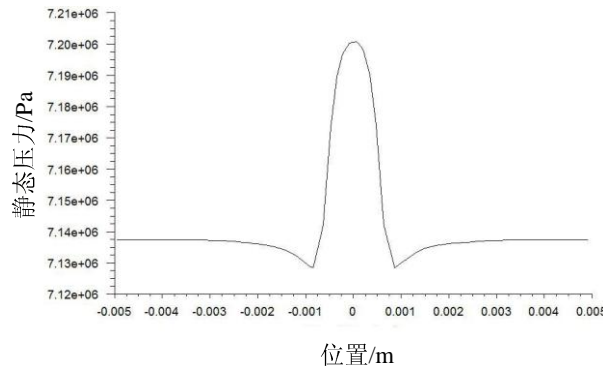
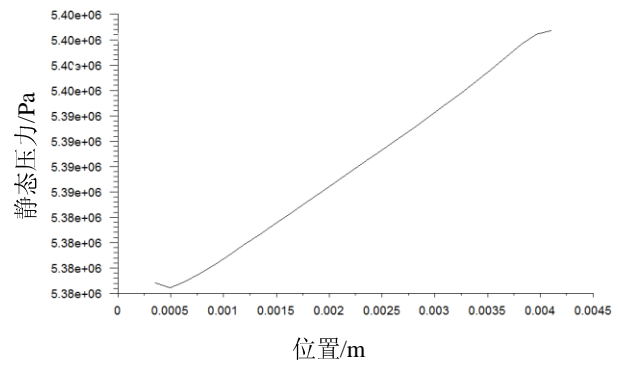
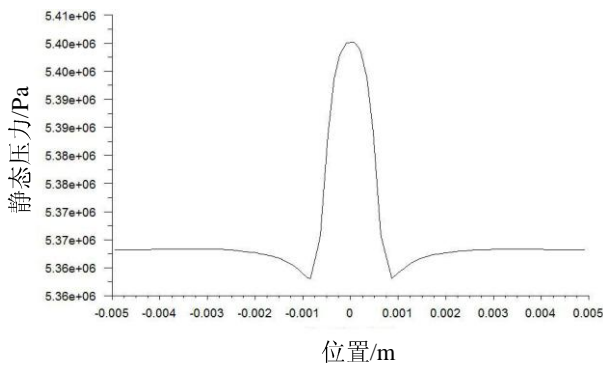
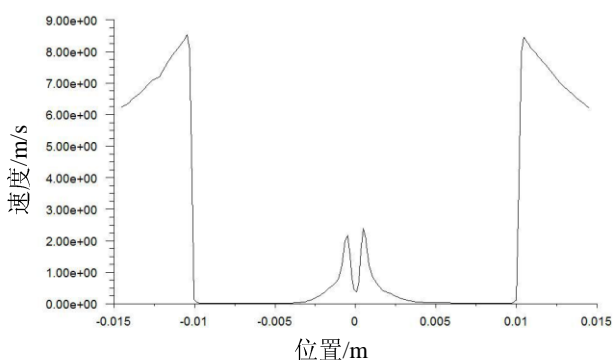


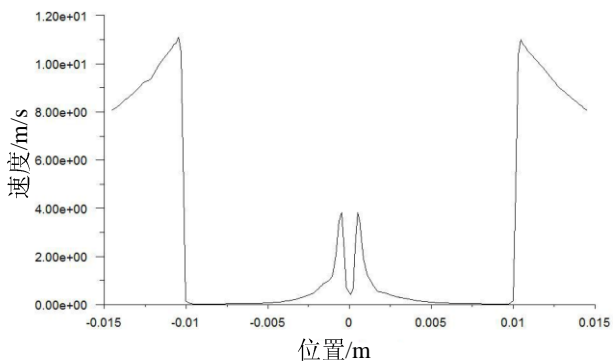
图 4 滑靴副水膜中心附近沿直径方向上的压力分布

图 5 滑靴短孔轴向压力变化

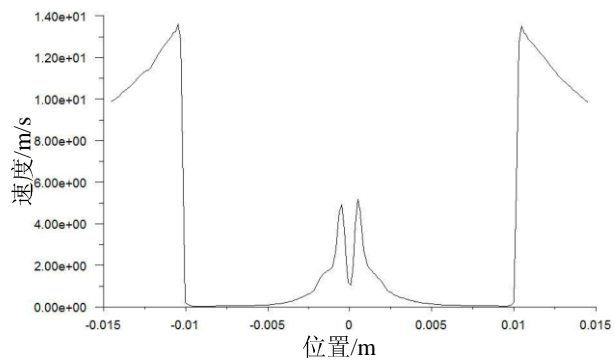
由图 6 可知,不同工作压力下,滑靴密封带水膜分布趋势相同,在密封带与水腔的交界处速度取得最大值,沿径向流出方向流速减小,而工作压力越大,密封带水膜的流速也就越快,泄漏也就越大。在水腔内,水腔四周压力比较稳定,流速很低,几乎处于不流动状态,而在中心局部四周,仍有较大的流速,而且工作压力越大,流速越高,这是因为纯水在滑靴短孔内为紊流状态,在进入水腔后仍有很大的流速,工作压力越高,紊流流速也就越高,在水膜中心附近产生的流速也就越高。



(a) 工作压力为 6MPa



(b) 工作压力为 8MPa



(c) 工作压力为 10MPa

图 6 滑靴副水膜沿直径方向上的速度分布

3.2 不同流体性质下的流场仿真结果分析

除了运用纯水作为介质进行仿真外,还将液压油作为介质进行仿真,液压油在滑靴副的流动为层流,采用层流模型,柱塞腔内的压力为 8 MPa,经过柱塞阻尼孔产生压降,变为 7.2 MPa,入口压力为 7.2 MPa,水膜外侧圆侧面出口压力为 0.1 MPa,其余边界均设为壁面边界 WALL,分别对滑靴副流场采用不同介质进行仿真,得到收敛结果后,在液膜正中厚度处建立一平面,用以观察液膜上的压力分布,如图 7 所示,在液膜内部建立一条过流场中心的直线,研究压力液膜直径上的压力分布,如图 8 所示。

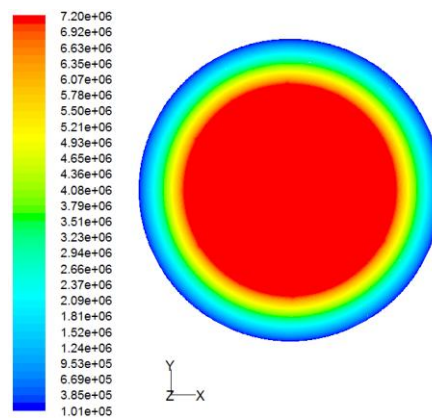


图 7 滑靴副水膜和油膜的压力分布

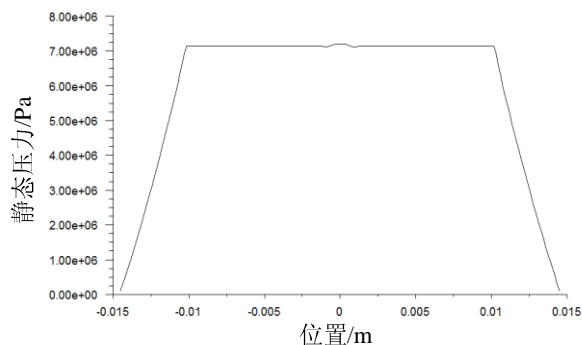


图 8 滑靴副水膜和油膜沿直径方向上的压力分布

由图 7 可知,滑靴副液膜压力场有两部分组成,一部分是正中红色圆形压力场,其压力在整个压力分布图中压力为最大,而且在此区域压力基本为不变的恒定值,另一部分是环形压力场,其压力沿半径方向由内向外逐渐减小。正中的圆形压力场

是滑靴底部液腔所产生的, 为主要承受外界负载的区域, 环形压力场由滑靴密封带液膜所产生, 液腔内部压力高, 液膜外部为大气压, 在两者之间存在压力差, 产生压差流动。

由图 8 可知, 滑靴中心液腔压力分布略有差异, 水腔中心有一个压降的过程, 而油腔压力基本不变。在滑靴上部短孔正中建立一条线, 通过分析此线上流体压力分布来研究短孔内流体的压力分布, 直线是根据三维流场模型建立的, 出口坐标为 (0, 0, 0.000 34), 入口坐标为(0, 0, 0.004 09), 沿 Z 轴压力分布如图 8 所示。

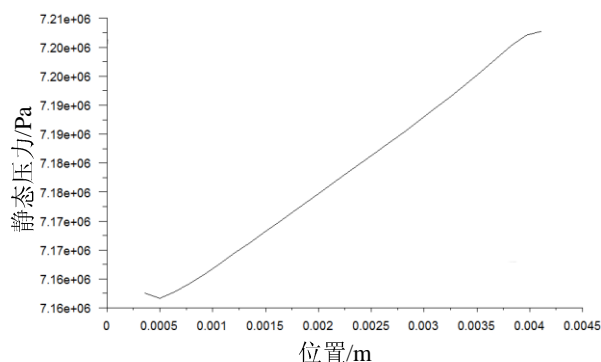


图 9 滑靴副纯水和液压油在短孔内沿垂直方向的压力分布

由图 8, 9 可知, 流体从短孔上部流入, 其压力为 7.2 MPa, 沿短孔流入液腔。纯水在流经短孔时, 纯水的压力降低, 而液压油在流经短孔时, 流体压力变化很小。液压油在短孔内流动为层流, 流体的流速不高, 短孔压降作用不大, 而纯水在短孔内的流动为紊流, 流动速度非常高, 短孔起到了一定的压降作用。而且滑靴中心液腔压力分布也略有差异, 水腔中心有一个压降的过程, 而油腔压力基本不变。滑靴短孔能产生压降, 水腔中心也产生压降, 而在设计滑靴时一般不会将这两部分压降作用考虑进去。短孔产生的压降和水腔中心产生的压降导致设计出来的滑靴比实际正常工作的滑靴水腔压力高, 实际上承受外界负载的能力变弱。因此, 滑靴上部短孔和水腔内压降会对滑靴设计产生一定的影响, 在设计时应适当考虑, 通过适当减小柱塞阻尼孔阻尼值, 或者通过改善滑靴短孔结构等方式减小影响。

由图 10, 11 可知, 滑靴密封带处水膜速度沿半径方向向外逐渐减小, 水的流速很大, 在密封带与滑靴底部水腔的交界处速度取得最大值。在滑靴水腔内流体大部分流速很小, 几乎不流动, 只有在正中间, 流体仍有较大速度。

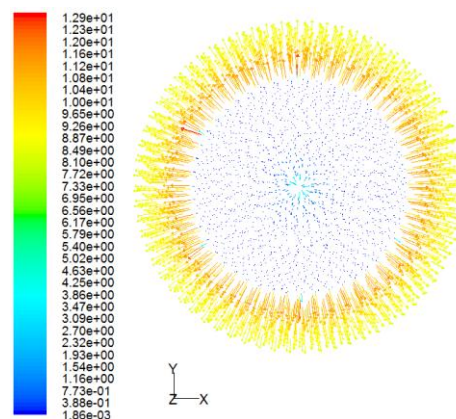


图 10 滑靴副水膜的速度矢量图

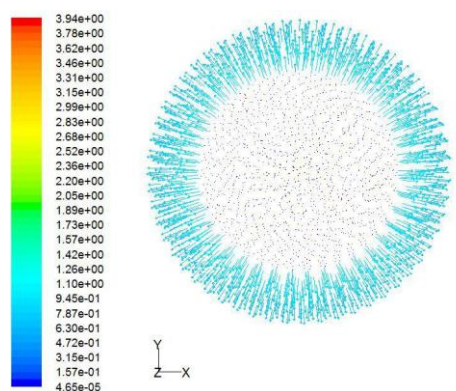


图 11 滑靴副油膜的速度矢量图

由图 12, 13 可知, 在密封带出滑靴副液膜沿直径方向上的速度分布趋势相同, 滑靴油腔内流体流动速度很小, 几乎处于静止状态, 而水腔内中心附近仍具有较大的速度。这是因为液压油为介质时, 油的粘度较大, 流动状态为层流, 而当介质变为水时, 水的粘度小, 水在滑靴内为紊流, 紊流的流速大, 当水进入滑靴水腔时仍有较大的速度, 因此滑靴中心附近仍有较大的速度。此外, 通过对比两图, 虽然两图速度分布趋势相同, 但在速度取值上却相差很大, 在密封带出水膜的流速远远大于油膜的流速, 这也说明了水的泄漏量要大于相同条件下油的泄漏量。

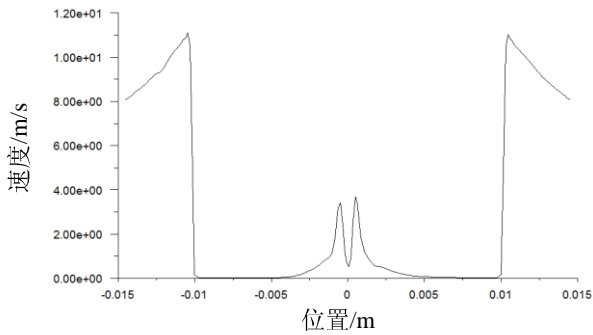


图12 滑靴副水膜沿直径方向上的速度分布

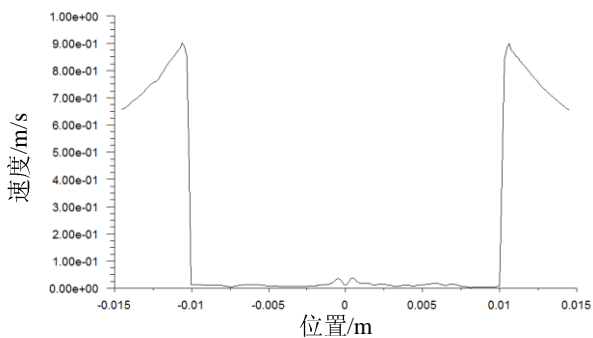


图13 滑靴副油膜沿直径方向上的速度分布

4 结论

对柱塞阻尼孔为紊流时,滑靴副内流场进行流体仿真,分别在采用不同性质流体,不同工作压力的情况下,分析了水膜处压力分布和速度分布。滑靴底部水腔内压力分布均匀,且压力为最大区域,是主要承受外界负载的区域,密封带处水膜压力沿半径方向逐渐降低,滑靴上部短孔内压力沿短孔轴向降低,有一定的压降作用,工作压力越大,压降作用越明显,在滑靴水膜中心附近压力并不是固定值,压力沿径向减小,而且工作压力越大压降也越大,这都导致滑靴的承载能力比预期设计的承载能力有所下降,而采用液压油进行仿真时,在滑靴短孔上不会产生明显的压降。因此,在设计水压轴向柱塞泵滑靴时应加以考虑,以减小其对滑靴设计的影响。滑靴水腔内的流速远低于滑靴密封带的流

速,在密封带与水腔的交界处取得最大值,流速沿径向逐渐降低。在相同情况下,分别用液压油和水进行流速仿真,由于水处于湍流状态的影响,水腔中心附近的流速要远大于油腔中心附近的流速,工作压力越大水腔中心附近的流速也越大。

参考文献:

- [1] 王益群,高殿荣. 液压工程师技术手册 [M]. 北京: 化学工业出版社, 2010: 22-43.
- [2] Rokala M, Calonius O, Koskinen K T, *et al.* Study of lubrication conditions in slipper-swash plate contact in water hydraulic axial piston pump test rig [C]// Proceedings of the 7th JFPS International Symposium on Fluid Power, Toyama, Japan: [s. n.], 2008: 91-94.
- [3] 王有荣,刘桓龙,柯坚,等. 水压轴向柱塞泵配流副流场的CFD解析 [J]. 液压与气动, 2007 (7): 21-25.
- [4] 冯翔. 盘配流式海水柱塞泵设计及仿真研究 [D]. 武汉: 华中科技大学, 2008.
- [5] 韩占忠,王敬. FLUENT-流体工程仿真计算实例与应用 [M]. 北京: 北京理工大学出版社, 2010.
- [6] 赵桂玲. 海水淡化液压柱塞泵关键摩擦副流场特性的理论研究 [D]. 武汉: 华中科技大学, 2009.
- [7] 刘桓龙,王国志,徐著华,等. 水压间隙润滑中的惯性效应 [J]. 液压与气动, 2006 (3): 1-4.
- [8] 冯翔. 盘配流式海水柱塞泵设计及仿真研究 [D]. 武汉: 华中科技大学, 2008.
- [9] 卢义敏,周华,杨华勇. 纯水液压泵配流盘的仿真研究 [J]. 液压与气动, 2005 (7): 56-58.
- [10] 翟江,周华. 海水淡化轴向柱塞泵滑靴副的结构设计 [J]. 润滑与密封, 2011, 36(5): 81-85.
- [11] 杨华勇,张斌,徐兵. 轴向柱塞泵/马达技术的发展演变 [J]. 机械工程学报, 2008 (10): 1-7.
- [12] 卢义敏. 纯水液压轴向柱塞泵的研制 [D]. 杭州: 浙江大学, 2005.
- [13] 唐群国,向东湖,廖义德. 纯水液压柱塞泵滑靴副的设计问题 [J]. 液压与气动, 2004 (9): 69-72.
- [14] 翟江,周华. 海水淡化轴向柱塞泵静压支承滑靴副的流固耦合分析 [J]. 浙江大学工学学报, 2011, 45(11): 1889-1895.