

DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2012.11.045

水压轴向柱塞泵内部空化流动数值模拟*

翟江¹ 赵勇刚² 周华¹

(1. 浙江大学流体动力与机电系统国家重点实验室, 杭州 310027; 2. 中国船舶重工集团第七〇七研究所, 九江 332007)

【摘要】 采用 Schnerr - Sauer 模型对水压轴向柱塞泵内部空化流动进行了数值模拟, 在不同的泵入口压力条件下, 对泵出口的流量和压力脉动进行了分析。研究表明: 当泵入口压力较低时, 位于吸水区的柱塞腔内将出现明显的空化, 空化区域主要位于柱塞腔的内侧, 其中柱塞腔刚进入配流盘吸水槽时的空化最为严重; 吸水区柱塞腔严重的空化将会导致泵出口的流量和压力出现较大的脉动; 提高泵的入口压力将使空化程度减弱, 但过大的泵入口压力会导致柱塞腔在吸水区产生压力冲击; 空化程度减弱到一定程度之后, 泵进口压力的改变对泵出口的流量和压力脉动不再有显著影响。

关键词: 水液压 轴向柱塞泵 空化 脉动 数值模拟

中图分类号: TH322; TH137.51 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2012)11-0244-06

Numerical Simulation of Cavitating Flow in Water Hydraulic Axial Piston Pump

Zhai Jiang¹ Zhao Yonggang² Zhou Hua¹

(1. The State Key Lab of Fluid Power Transmission and Control, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China

2. 707 Research Institute of CSIC, Jiujiang 332007, China)

Abstract

In order to study the cavitation characteristics of a water hydraulic axial piston pump, cavitating flow in the pump was simulated based on Schnerr - Sauer model. The fluctuations of flow and pressure at the outlet of the pump were analyzed at different inlet pressure conditions. From the simulation results, it is concluded that obvious cavitations occur in the cylinder chambers which are in suction process. Cavitation regions are mainly located in the sides near to the rotation center, and more serious cavitations occur in the piston chamber which contact with the suction side of the portplate. Dynamic pulsation of flow rate and pressure at the outlet of pump are more severe when serious cavitations occur. Cavitations can be reduced if the pressure at the inlet of pump is increased, but excessive pressure at the inlet can induce pressure pulse in piston chamber which in suction region. When cavitations are decreased to some degree, dynamic pulsation of flow rate and pressure of pump can not be impacted obviously by the pressure at the inlet.

Key words Water hydraulics, Axial piston pump, Cavitation, Pulsation, Numerical simulation

引言

绿色无污染、清洁安全的水液压技术是流体动

力领域重要的发展方向^[1-2], 随着环境保护意识的日益增强, 水液压传动技术已经在农业机械中得到应用^[3]。水液压泵是水液压系统的核心动力元件,

收稿日期: 2011-12-02 修回日期: 2012-03-19

* “十一五”国家科技支撑计划资助项目(2006BAF01B03-02)和国家自然科学基金资助项目(51175453)

作者简介: 翟江, 博士生, 主要从事水液压技术研究, E-mail: jiangzhai@sina.com

通讯作者: 周华, 教授, 博士生导师, 主要从事水液压和电液控制技术研究, E-mail: hzhou@sfp.zju.edu.cn

由于轴向柱塞结构的液压泵具有效率高、功率密度大等优势,目前国内外成熟的水液压泵产品主要以轴向柱塞泵为主。近年来华中科技大学、浙江大学等单位已开展了水压轴向柱塞泵的研制工作^[4-5]。

与传统的油压泵相比,水具有饱和蒸气压高、空气溶解度低等特性^[1-2],因此水压泵内更易产生由水蒸气引起的空化。水压轴向柱塞泵工作过程中缸体的高速旋转及柱塞的往复运动使得水在泵内的流动区域不断变化,水的低黏度使得大部分流动区域呈充分发展的湍流状态,因此水在泵内为复杂的非定常湍流空化流动,难以通过实验手段进行观测。随着计算技术的发展,国内外学者开始采用 CFD 技术研究轴向柱塞泵内的流动特性^[4-9];但对水压泵内部空化流动的模拟尚缺少文献报道。

本文以水压轴向柱塞泵为对象,建立整泵工作过程中空化流动的 CFD 模型,对泵内的流动过程进行数值模拟,分析泵内空化产生的位置及其对流量和压力脉动特性造成的影响。

1 研究对象

水压轴向柱塞泵的结构如图 1 所示。其额定压力 p_R 为 8.0 MPa,斜盘倾角 β 为 15° ,柱塞个数 z_c 为 9,柱塞直径 d 为 23.0 mm,柱塞分布圆直径 D 为 86.0 mm,转速 n 为 1 500 r/min。

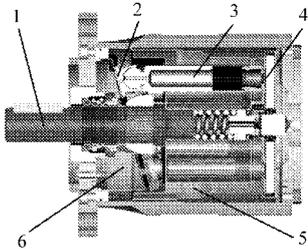


图 1 水压轴向柱塞泵结构图

Fig. 1 Diagram of water hydraulic axial piston pump

1. 主轴 2. 滑靴 3. 柱塞 4. 配流盘 5. 缸体 6. 斜盘

2 流动模型

2.1 流动区域

忽略泵内各摩擦副的泄漏流量,水在泵内部的流动区域如图 2 所示。主要由固定的吸水区(包括泵的进水口、配流盘的进水腰形槽)、固定的排水区(包括泵的排水口、配流盘的排水腰形槽)和运动的缸体柱塞腔区(包括 9 个缸体柱塞腔)组成,图中缸体柱塞腔的体积考虑了柱塞体空心部分的体积。

泵的配流机构将影响到泵的压力和流量特性,初始位置时的结构简图如图 3 所示,其中 ψ 为 21° , θ_0 为 8° , θ_1 为 11° , θ_2 为 17° , θ_3 为 21° , θ_4 为 11° 。

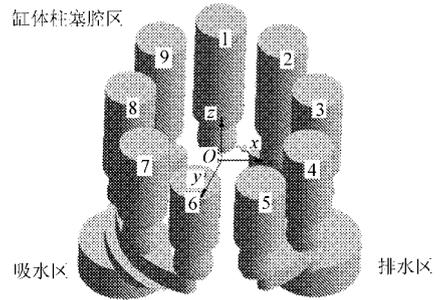


图 2 水在泵内部的流动区域

Fig. 2 Flow region of water in pump

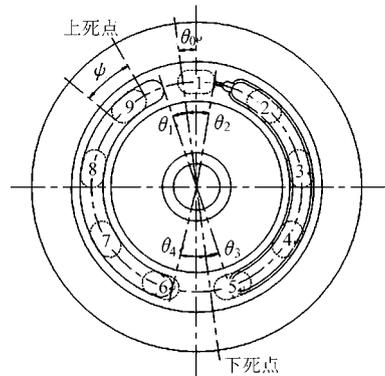


图 3 配流机构简图

Fig. 3 Diagram of distributor

2.2 控制方程

2.2.1 基本方程组

由于低黏度和高饱和蒸气压,水介质在泵内是壁面边界不断变化的非定常两相(液态水、水蒸气)湍流流动,采用均匀两相流动的混合模型进行分析。

忽略水介质液相与气相之间的相对滑移速度,则连续方程为

$$\frac{\partial \rho_m}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_m \mathbf{v}_m) = 0 \quad (1)$$

$$\text{其中} \quad \rho_m = (1 - \alpha_v) \rho_L + \alpha_v \rho_v \quad (2)$$

式中 \mathbf{v}_m ——速度矢量 t ——时间

ρ_m ——平均密度

α_v ——水蒸气的体积分数

ρ_L ——液态水密度 ρ_v ——水蒸气密度

忽略质量力和微小气泡的表面张力,则运动方程为

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t} (\rho_m \mathbf{v}_m) + \nabla \cdot (\rho_m \mathbf{v}_m \mathbf{v}_m) = \\ & - \nabla p + \nabla \cdot (\mu_m (\nabla \mathbf{v}_m + \nabla \mathbf{v}_m^T)) \end{aligned} \quad (3)$$

$$\text{其中} \quad \mu_m = (1 - \alpha_v) \mu_L + \alpha_v \mu_v \quad (4)$$

式中 p ——压力

μ_m ——平均动力粘度

μ_L ——液态水粘度,取 5.5×10^{-4} Pa·s

μ_v ——水蒸气动力粘度,取 1.34×10^{-5} Pa·s

流动区域处于充分发展的湍流状态,对式(1)、

(3) 进行时均化处理, 补充标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型^[10] 使方程组封闭。稳定工况下泵内水粘性流动产生的能量耗散与外界已经达到热平衡, 即水的温度保持恒定, 无需求解能量方程。

2.2.2 空化模型

泵内空化产生的微小蒸气泡的生成和溃灭由 Rayleigh-Plesset 气泡动力学方程^[11] 描述, 忽略方程中的表面张力项和二阶导数项, 有

$$\frac{dr_v}{dt} = \text{sgn}(p_{LV} - p) \sqrt{\frac{2}{3} \frac{|p_{LV} - p|}{\rho_L}} \quad (5)$$

式中 r_v ——蒸气泡直径

p_{LV} ——水的饱和蒸气压, 取值为 3 540 Pa

采用 Schnerr-Sauer 模型^[12] 描述空化过程中的质量传递, 则水蒸气的体积分数为

$$\alpha_v = \frac{\frac{4}{3} k_v \pi r_v^3}{1 + \frac{4}{3} k_v \pi r_v^3} \quad (6)$$

式中 k_v ——单位体积中的蒸气泡核的个数, 取值为 $1 \times 10^{13} \text{ m}^{-3}$

蒸气相为体积分较小的次要相, 其质量输送方程为

$$\frac{\partial(\alpha_v \rho_v)}{\partial t} + \nabla \cdot (\alpha_v \rho_v \mathbf{v}_m) = S_{LV} \quad (7)$$

其中

$$S_{LV} = \text{sgn}(p_{LV} - p) \frac{3\rho_L \rho_v \alpha_v (1 - \alpha_v)}{\rho_m r_v} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{|p_{LV} - p|}{\rho_L}} \quad (8)$$

式中 S_{LV} ——水液相与蒸气相之间的质量转化率

2.2.3 介质的可压缩性

考虑液态水和水蒸气的可压缩性, 由液体体积弹性模量的定义可知液态水的密度为

$$\rho_L = \rho_{L0} e^{\frac{p-p_0}{B_L}} \quad (9)$$

式中 p_0 ——参考压力, 取值 $1.0125 \times 10^5 \text{ Pa}$

ρ_{L0} ——液态水在参考压力 p_0 下的密度, 取值 $1.0 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$

B_L ——液态水体积弹性模量, 取 $2.4 \times 10^9 \text{ Pa}$

压力波在液态水中的传播速度为

$$c_L = \sqrt{\frac{B_L}{\rho_L}} \quad (10)$$

由气体状态方程可知水蒸气的密度为

$$\rho_v = \frac{pM}{RT} \quad (11)$$

式中 M ——水的摩尔质量, 取 0.018 kg/mol

R ——普适气体常数, 取 $8.314 \text{ J/(mol}\cdot\text{K)}$

T ——环境温度, 取 298 K

压力波在水蒸气中的传播速度为

$$c_v = \sqrt{\frac{\gamma RT}{M}} \quad (12)$$

式中 γ ——绝热指数, 取值为 1.4

3 数值计算

3.1 网格划分

由于泵内流动区域几何特征较为复杂, 局部尺寸变化剧烈, 采用六面体、楔形体网格进行分块划分, 在微小特征处进行了加密处理。图 4 所示为泵在初始位置时流动区域的网格, 网格为 501 622 个。

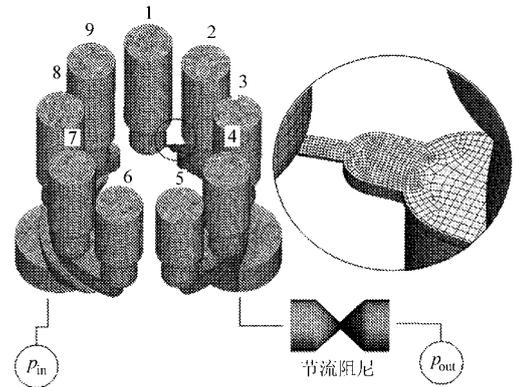


图 4 流动区域网格划分结果

Fig. 4 Mesh in flow region in pump

3.2 边界条件

如图 2 所示, z_c 个缸体柱塞腔绕回转中心 O 以转速 n 转动, 第 i 个 ($i = 1, 2, \dots, z_c$) 柱塞腔的往复运动端面沿 z 向的运动速度为

$$v_{czi} = -\frac{\pi n D}{60\,000} \tan \frac{\beta \pi}{180} \sin \left(\frac{\theta_0 \pi}{180} + \frac{\pi n}{30} t + (i-1) \frac{2\pi}{z_c} \right) \quad (13)$$

泵进口为压力进口, 湍流充分发展, 不含水蒸气。泵出口通过起模拟负载作用的节流阻尼后为压力出口, 湍流充分发展, 不含水蒸气。所有柱塞腔的往复运动端面其它边界均为无滑移壁面。

3.3 计算方法

在 FLUENT 环境下进行计算。通过滑移网格方法设置缸体柱塞腔的转动, 通过动网格方法和 UDF 设置柱塞腔的往复运动, 通过 UDF 设置液态水和水蒸气的可压缩性。梯度项采用基于单元的最小二乘法进行离散, 压力项采用标准方法进行离散, 密度项、动量项、体积分项、湍流动能项和湍流耗散率项均采用一阶迎风方法进行离散, 时间项采用一阶隐式格式, 采用基于压力速度耦合的 SIMPLE 算法进行求解。为了获得足够的计算精度, 质量、速度、湍流动能及耗散率和气相体积分数的迭代收敛精度均设置为 10^{-5} , 时间步长设置为 10^{-4} s (泵转动一个

周期为 400 个时间步)。泵的进口压力 p_{in} 设置为 $(1.0125 \sim 4.0125) \times 10^5$ Pa, 节流阻尼出口压力 p_{out} 设置为 1.0125×10^5 Pa。

4 计算结果及分析

4.1 柱塞腔内的空化

数值计算结果表明缸体柱塞腔内的空化主要发生在吸水过程中。图 5 所示为 $p_{in} = 1.0125 \times 10^5$ Pa 时缸体柱塞腔空化的动态过程。由图可知位于吸水区的多个柱塞腔同时存在着不同程度的空化, 主要分布在靠近转动中心的内侧, 这是由于转动引起的离心力使得水有向外侧集中的趋势, 导致内侧压力较小。以第 1 个柱塞腔为例: $t = 0.0220$ s 柱塞腔与配流盘的吸水腰形槽相通, 由于初始瞬间柱塞腔的压力大于吸水腰形槽的压力, 出现流量由柱塞腔向吸水腰形槽倒灌, 从而使柱塞腔压力迅速降低, 此时空化相对严重; $t = 0.0240$ s 柱塞腔有水充入, 空化区域变小, 主要位于运动端面附近区域; $t = 0.0260$ s 运动端面空化区域消失, 此时运动端面的运动速度较大, 在柱塞腔过流面积较小处区域的内侧出现空化; $t = 0.0280$ s 柱塞腔过流面积较小处的空化开始减弱。

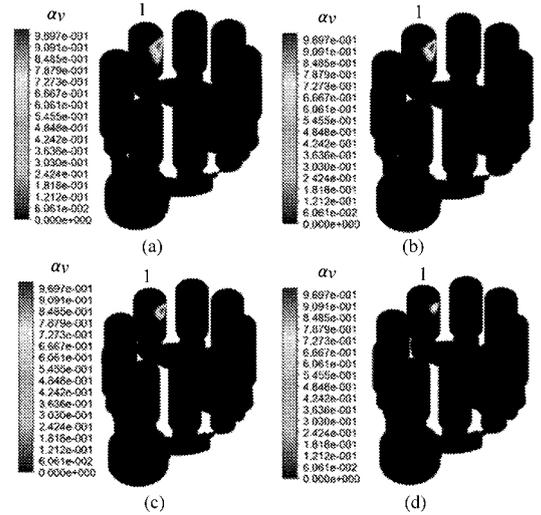


图 6 缸体柱塞腔空化的动态过程 ($p_{in} = 2.0125 \times 10^5$ Pa)

Fig. 6 Cavitation process in cylinder chambers

- (a) $t = 0.0220$ s (b) $t = 0.0222$ s
- (c) $t = 0.0224$ s (d) $t = 0.0226$ s

水蒸气的体积分数 α_v 能够反映柱塞腔内的空化程度, 图 7 所示为泵在一个转动周期内不同进口压力下第 1 个柱塞腔内 α_v 平均值的变化曲线。由图可知: 缸体柱塞腔内的空化主要发生在吸水过程中; 随着压力的提升, 柱塞腔内空化程度和作用时间均有所减小, 其中 p_{in} 由 1.0125×10^5 Pa 增加到 2.0125×10^5 Pa 时改变最为明显, 而后继续增加入口压力时, 空化程度和作用时间的减小幅度不再显著; 柱塞腔与配流盘吸水腰形槽的减振槽相连通时空化即开始发生, 随着进口压力的提高, α_v 平均值的最大值发生的时间将提前。

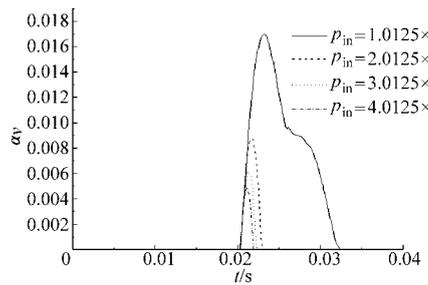


图 7 柱塞腔内 α_v 平均值曲线

Fig. 7 Average value of α_v in single cylinder chamber

4.2 配流盘上的空化

图 8 所示为 $p_{in} = 4.0125 \times 10^5$ Pa 时配流盘上发生的空化。 $t = 0.0001$ s 时第 1 个柱塞腔与排水减振槽连通, 此时排水减振槽的空化最为明显, 持续时间约 0.0002 s; $t = 0.0209$ s 时第 1 个柱塞腔与吸水减振槽连通, 此时吸水减振槽发生明显的空化, 空化程度比排水减振槽要高, 持续时间约为 0.0008 s。随着入口压力的降低, 空化有减弱的趋势。

配流盘上的空化程度与柱塞腔相比要弱, 但作

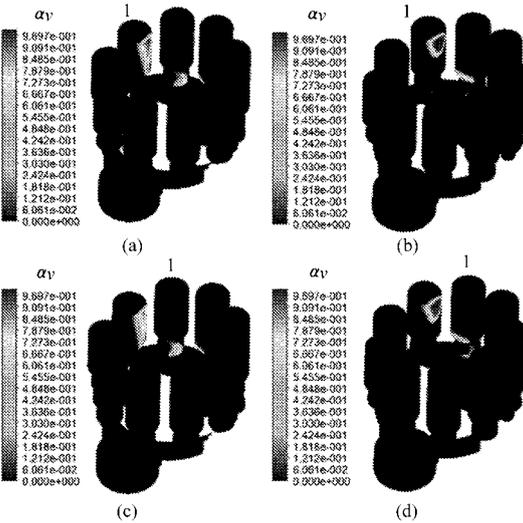


图 5 缸体柱塞腔空化的动态过程 ($p_{in} = 1.0125 \times 10^5$ Pa)

Fig. 5 Cavitation process in cylinder chambers

- (a) $t = 0.0220$ s (b) $t = 0.0240$ s
- (c) $t = 0.0260$ s (d) $t = 0.0280$ s

图 6 所示为 $p_{in} = 2.0125 \times 10^5$ Pa 时缸体柱塞腔空化的动态过程。与图 5 相比, 空化程度和区域明显减弱, 此时吸水区仅 1 个柱塞腔内有空化现象。以第 1 个柱塞腔为例: $t = 0.0220$ s 时空化程度相对显著, 主要发生在靠近运动端面的内侧壁面, 而后空化的程度进一步减弱; 到 $t = 0.0226$ s 时柱塞腔内的空化已经非常微弱, 空化作用时间比图 5 要短。

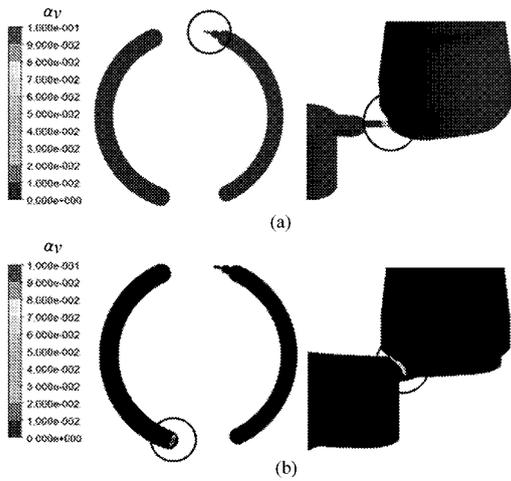


图8 配流盘上的空化 ($p_{in} = 4.0125 \times 10^5$ Pa)

Fig. 8 Cavitation on portplate

(a) $t = 0.0001$ s (b) $t = 0.0209$ s

用时间短,在一个转动周期内依次有9个柱塞腔经过配流盘的减振槽,空化产生和溃灭的频率更快。

4.3 单柱塞腔吸排水质量流量

图9所示为泵在一个转动周期内不同进口压力下第1个柱塞腔吸排水质量流量 q_c 的变化曲线。在排水过程中,不同泵进口压力下柱塞腔排水质量流量的变化趋势相似,进口压力高时流量值略大,在 $t = 0.0014$ s时排水质量流量曲线会出现比较明显的波动,这是由于配流机构的预升压闭死区使得柱塞腔刚进入排水区时会产生瞬间的较大流量。在吸水过程中,配流机构的预卸压闭死区也会对吸水质量流量曲线产生影响,但波峰发生的时间和形状与进口压力有关:当 $p_{in} = 1.0125 \times 10^5$ Pa时,吸水质量流量增速最慢,流量曲线的波动一直持续到 $t = 0.0323$ s,主要原因是此时空化明显,导致吸水困难;当 $p_{in} = 2.0125 \times 10^5$ Pa时,吸水质量流量比前者增速要快,在 $t = 0.0229$ s时就出现脉动波峰,随后吸水流量曲线很快趋向稳定;随着进口压力的进一步提高,吸水质量流量脉动波峰发生的时间将提前,脉动宽度减小,质量流量曲线也会更快地趋于稳定。比较图9和图7可以发现,柱塞腔吸水质量流量波动持续时间与空化作用时间基本一致。

4.4 柱塞腔内平均压力

图10所示为泵在一个转动周期内不同进口压力下第1个柱塞腔内平均压力 p_c 的变化曲线。在由吸水向排水过渡过程中,当 $p_{in} = 1.0125 \times 10^5$ Pa时,由于吸水时空化明显导致吸水量相对较小,因此配流机构升压闭死区导致的压力上升速度最慢,相应的压力超调也最小,随着泵入口压力的上升,压力上升的速度加大,超调量变大,但入口压力增加到 3.0125×10^5 Pa以上时压力上升速度和超调量的变

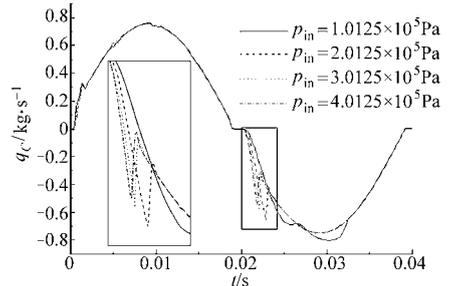


图9 柱塞腔吸排水质量流量曲线

Fig. 9 Mass flow rate of single cylinder chamber

化不再明显;在排水过程中,随着泵入口压力的上升,平均压力值略有增加;在由排水向吸水过渡过程中,配流机构预卸压闭死区使得压力曲线产生一个尖峰,入口压力高时尖峰幅值略高,之后压力下降的速度也较慢;在吸水过程中, $p_{in} = 1.0125 \times 10^5$ Pa时压力曲线变化平缓,但入口压力进一步提高时压力曲线出现明显的脉冲,主要原因是入口压力较高时空化泡由生长到溃灭作用时间较短,流量迅速充入空化泡空腔引起压力冲击。由图9和图7可以发现,泵入口压力超过 2.0125×10^5 Pa时柱塞腔在吸水区压力脉冲发生的时间与空化腔消失的时间基本一致。

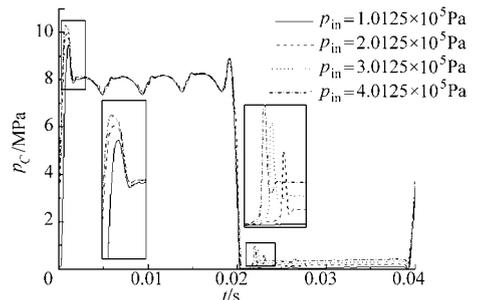


图10 柱塞腔内的平均压力曲线

Fig. 10 Average pressure in single cylinder

4.5 泵出口的质量流量

图11所示为泵在一个转动周期内不同进口压力下泵出口质量流量 q_p 的变化曲线。质量流量曲线中均有9个具有周期性的主要波动,并且在每个波峰的上升沿出现一个小尖峰,随着进口压力的上升,该尖峰的幅度和宽度有所减弱;当进口压力增加

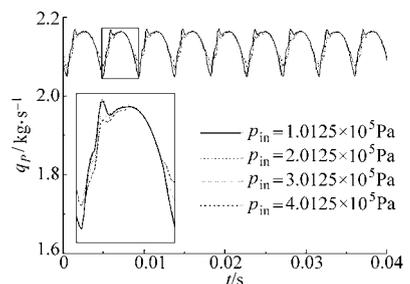


图11 泵出口质量流量曲线

Fig. 11 Mass flow rate at outlet of pump

时曲线主要波动的最大值略有增加,但最小值的增加较为明显。

表 1 所示为相应的流量特性数据(其中 $q_{p\max}$ 为一个周期内 q_p 的最大值, $q_{p\min}$ 为一个周期内 q_p 的最小值, \bar{q}_p 为一个周期内 q_p 的平均值, δ_q 为一个周期内 q_p 的脉动率)。随着进口压力的增大,泵出口质量流量逐渐增大,而流量脉动率逐渐减小。

表 1 泵出口质量流量特性
Tab. 1 Properties of mass flow

| p_{in} /Pa | $q_{p\max}$ /kg·s ⁻¹ | $q_{p\min}$ /kg·s ⁻¹ | \bar{q}_p /kg·s ⁻¹ | δ_q /% |
|--------------------------|------------------------------------|------------------------------------|------------------------------------|------------------|
| 1.0125 × 10 ⁵ | 2.171 | 2.045 | 2.131 | 5.828 |
| 2.0125 × 10 ⁵ | 2.170 | 2.064 | 2.132 | 4.972 |
| 3.0125 × 10 ⁵ | 2.165 | 2.066 | 2.132 | 4.557 |
| 4.0125 × 10 ⁵ | 2.165 | 2.067 | 2.132 | 4.545 |

4.6 泵出口截面的平均压力

图 12 所示为泵在 1 个转动周期内不同进口压力下泵出口截面平均压力 p_p 的变化曲线。压力曲线的变化与图 11 类似,出现 9 个具有周期性的主要波动,并且在每个波峰的上升沿出现一个小尖峰,随

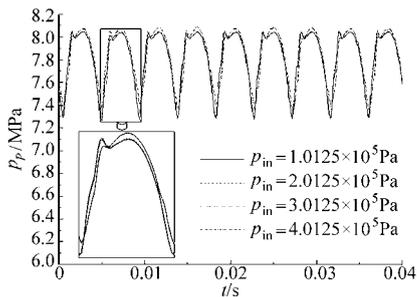


图 12 泵出口截面的平均压力曲线

Fig. 12 Average pressure at outlet of pump

着进口压力的上升,该脉冲的幅度和宽度有所减弱;当进口压力增加时曲线主要波动的最大值和最小值均增加。

表 2 所示为相应的流量特性数据(其中 $p_{p\max}$ 为一个周期内 p_p 的最大值, $p_{p\min}$ 为一个周期内 p_p 的最小值, \bar{p}_p 为一个周期内 p_p 的平均值, δ_p 为一个周期内 p_p 的脉动率)。随着进口压力的增大,泵出口截面平均压力逐渐增大,而压力脉动率逐渐减小。

表 2 泵出口截面平均压力特性
Tab. 2 Properties of pressure at outlet

| p_{in} /Pa | $p_{p\max}$ /MPa | $p_{p\min}$ /MPa | \bar{p}_p /MPa | δ_p /% |
|--------------------------|---------------------|---------------------|---------------------|------------------|
| 1.0125 × 10 ⁵ | 8.046 | 7.262 | 7.821 | 10.020 |
| 2.0125 × 10 ⁵ | 8.059 | 7.288 | 7.832 | 9.836 |
| 3.0125 × 10 ⁵ | 8.083 | 7.346 | 7.852 | 9.380 |
| 4.0125 × 10 ⁵ | 8.086 | 7.358 | 7.854 | 9.263 |

5 结论

(1) 泵内柱塞腔的空化主要发生在吸水过程中,提升泵入口压力可以减小柱塞腔空化的程度。

(2) 泵内配流盘上的空化主要发生在吸排水减振槽处,空化程度比柱塞腔弱,提升泵的入口压力空化程度有所增加。

(3) 柱塞腔内平均压力和吸排水流量的动态特性与空化程度有关,入口提升后会导致柱塞腔在低压区发生压力脉冲。

(4) 提升泵入口压力可使泵出口的流量和压力脉动减小,但减小到一定程度后,入口压力的进一步提高对脉动量不会再产生显著的影响。

参 考 文 献

- Lim G H, Chua P S K, He Y B. Modern water hydraulics—the new energy-transmission technology in fluid power[J]. Applied Energy, 2003, 76(1~3):239~246.
- 杨华勇, 周华. 纯水液压传动技术的若干关键问题[J]. 机械工程学报, 2002, 38(增刊 1):96~100. Yang Huayong, Zhou Hua. Some key problems of the water hydraulics [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2002, 38(Supp. 1):96~100. (in Chinese)
- 聂松林, 石学园, 李晓晖, 等. 水压传动技术及其在农业机械中的应用[J]. 农业机械学报, 2006, 37(9):193~198. Nie Songlin, Shi Xueyuan, Li Xiaohui, et al. Water hydraulics and its applications in the agricultural machinery [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2006, 37(9):193~198. (in Chinese)
- Norman Bügener, Helduser S. Analysis of the suction performance of axial piston pumps by means of computational fluid dynamics (CFD)[C]//The 7th International Fluid Power Conference, Aachen, Germany, 2010.
- Matthias Heinz, Ridley Fidler, Werner Dittrich, et al. Axial piston pump and motor optimization by means of CFD[C]//The 7th International Fluid Power Conference, Aachen, Germany, 2010.
- 林静, 孙明智. 轴向柱塞泵配流盘结构对流量脉动的影响[J]. 流体传动与控制, 2007(3):32~35. Lin Jing, Sun Mingzhi. Influence of port plate structure on flow fluctuation of axial piston pump [J]. Fluid Power Transmission & Control, 2007(3):32~35. (in Chinese)

参 考 文 献

- 1 Mehdi Namazi, Yusuf Altintas, Taro Abe, et al. Modeling and identification of tool holder-spindle interface dynamics [J]. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 2007, 47(9):1 333 ~ 1 341.
- 2 Damjan Celic, Miha Boltezar. Identification of the dynamic properties of joints using frequency response functions[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2008, 371(1~2):158 ~ 174.
- 3 胡峰,吴波,史铁林. 基于初参数法的丝杠径向支撑刚度辨识方法[J]. *农业机械学报*,2012,43(7):217 ~ 222.
Hu Feng, Wu Bo, Shi Tielin. The radial rigidity identification of support point for ball screw based on the principle of initial parameter [J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2012,43(7):217 ~ 222. (in Chinese)
- 4 Huang Yuying. A new matrix method for solving buckling and free vibration problems of circular arches with variable rigidity [J]. *Mechanics of Structures and Machines*, 1987, 15(4): 463 ~ 479.
- 5 孙富学,蔡晓鸿,朱云辉. 基于初参数法的多心圆拱隧道衬砌结构内力与变位求解[J]. *岩土力学*,2009,30(4):1 127 ~ 1 130.
Sun Fuxue, Cai Xiaohong, Zhu Yunhui. Analytical solution of internal force and displacement in multi-center circular arc tunnel lining based on initial parameter method [J]. *Rock and Soil Mechanics*, 2009, 30(4):1 127 ~ 1 130. (in Chinese)
- 6 师汉民. 机械振动系统——分析·测试·建模·对策(下册)[M]. 武汉:华中科技大学出版社,2004:91 ~ 97.
- 7 王世军,赵金娟,雷蕾,等. 机械结合部刚度的罚函数表示方法[J]. *中国机械工程*,2008, 19(13): 1 536 ~ 1 538.
Wang Shijun, Zhao Jinjuan, Lei Lei, et al. Finite element penalty function method for mechanical joint stiffness analysis[J]. *China Mechanical Engineering*, 2008, 19(13):1 536 ~ 1 538. (in Chinese)
- 8 王立华,罗建平,刘泓滨,等. 铣床关键结合面动态特性研究[J]. *振动与冲击*,2008, 27(8): 125 ~ 129.
Wang Lihua, Luo Jianping, Liu Hongbin, et al. Research on dynamic characteristics of key machine joint surfaces of the numerically controlled milling machine[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2008, 27(8): 125 ~ 129. (in Chinese)
- 9 姚鹏. 机床零件结合面动态特性参数的识别与研究[D]. 沈阳:东北大学,2005.
Yao Peng. Identification and study on dynamic characteristic parameters of machine tool parts' joint [D]. Shenyang: Northeastern University, 2005. (in Chinese)
- 10 Li W L. A new method for structural modal updating and joint stiffness identification [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2002, 16(1): 155 ~ 167.
- 11 尹宜勇,祝莉平,贾志新,等. 双丝杠与直线导轨结合部静刚度分析[J]. *农业机械学报*,2012,43(6):202 ~ 206.
Yin Yiyong, Zhu Liping, Jia Zhixin, et al. Static stiffness analysis of joint of double screw and linear guides [J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2012,43(6):202 ~ 206. (in Chinese)

~~~~~

(上接第 249 页)

- 7 李静,徐兵,马吉恩. 可压缩流体介质轴向柱塞泵流量脉动仿真研究 [J]. *机床与液压*, 2008, 36(5):154 ~ 155.  
Li Jing, Xu Bing, Ma Jien. Numerical simulation of the flow ripples considering fluid compressibility in axial piston pump [J]. *Machine Tool & Hydraulics*, 2008, 36(5):154 ~ 155. (in Chinese)
- 8 刘晓红,于兰英,刘桓龙,等. 液压轴向柱塞泵配流盘气蚀机理 [J]. *机械工程学报*, 2008, 44(11):203 ~ 208.  
Liu Xiaohong, Yu Lanying, Liu Huanlong, et al. Cavitation erosion mechanism of port plate of hydraulic axial plunger pump [J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2008, 44(11):203 ~ 208. (in Chinese)
- 9 邓斌,刘晓红,王金诺,等. 水压轴向柱塞泵流量脉动动态仿真[J]. *液压与气动*, 2004(1):31 ~ 34.  
Deng Bin, Liu Xiaohong, Wang Jinnuo, et al. Dynamic simulation of the flow fluctuation in water hydraulic axial piston pump [J]. *Chinese Hydraulics & Pneumatics*, 2004(1):31 ~ 34. (in Chinese)
- 10 Cebecl, Rshao J, Kafyke F, et al. *Computational fluid dynamics for engineers* [M]. Long Beach CA: Horizons Publishing Inc., 2005: 88 ~ 89.
- 11 Brennen C E. *Cavitation and bubble dynamics* [M]. Oxford: Oxford University Press, 1995: 47 ~ 50.
- 12 Yuan W, Sauer J, Schnerr G H. Modeling and computation of unsteady cavitation flows in injection nozzles [J]. *Mécanique & Industrie*, 2001,2(5): 383 ~ 394.