

文章编号: 0253-9993(2013)01-0171-06

流体属性可变的水压轴向柱塞泵压力流量模型

翟江周华

(浙江大学 流体动力与机电系统国家重点实验室 浙江 杭州 310027)

摘要: 考虑了由于水的高饱和蒸汽压引起的空化及水的主要流体属性随压力变化的特性,建立了水压轴向柱塞泵的压力流量特性模型。以研制的水压轴向柱塞泵样机为例在 MATLAB/Simulink 环境下编程仿真,分析了泵的压力、流量和空化等特性。研究表明:泵入口压力较低时会引起排水流量的下降,在吸水区的缸体柱塞腔内出现明显的空化,泵出口的流量脉动和压力脉动大幅增加;提高泵的入口压力能够减小缸体柱塞腔内的空化程度,此时空化主要发生在由排水向吸水变换的瞬间;泵的内泄漏主要以滑靴副和配流副的泄露为主,柱塞副的泄露可以忽略。

关键词: 水液压; 轴向柱塞泵; 压力; 流量; 建模; 仿真

中图分类号: TH137.51; TH322 **文献标志码:** A

Pressure and flow characteristic modeling of water hydraulic axial piston pump based on variable fluid properties

ZHAI Jiang ZHOU Hua

(State Key Laboratory of Fluid Power Transmission and Control Zhejiang University Hangzhou 310027 China)

Abstract: Considering cavitation due to the high saturation vapor pressure of water and main fluid properties variation with pressure a mathematical model of the dynamic pressure and flow characteristics of a water hydraulic axial piston pump was built. The model was programmed in a MATLAB/Simulink platform and a prototype of water hydraulic pump was simulated as an example. The pressure flow and cavitation characteristics of the prototype were analyzed based on simulation results. The investigation shows that the average discharge flow of the pump will decrease obvious cavitation will occur in the cylinder chambers that are in suction process flow and pressure ripple will be severe when the inlet pressure is low. As the inlet pressure increases the cavitation in the cylinder chambers will reduce and only occur in transition regions between discharge and suction. The internal leakage of the pump is mainly due to the gap flow of the slipper/swash plate combination and the cylinder block/valve plate combination and the effects of the piston/cylinder-block can be ignored.

Key words: water hydraulics; axial piston pump; pressure; flow; modeling; simulation

以水为工作介质的水液压技术具有绿色无污染、清洁安全等优势,是流体动力技术的重要发展方向^[1-3],适合在需要抗燃防爆的矿山和冶金工业应用。泵是水液压系统的核心动力元件,由于轴向柱塞结构的泵/马达具有结构紧凑、效率高、功率密度大等优势,目前国外成熟的水液压泵产品主要以轴向柱塞泵为主,近年来国内华中科技大学、浙江大学等单位

纷纷开展了水压轴向柱塞泵的研制工作^[4-5]。

由于结构的影响,轴向柱塞泵出口流量具有脉动特性^[6-8],流量脉动会导致压力脉动,压力脉动是泵产生噪声的主要原因之一。国内外学者对油压轴向柱塞泵的压力和流量特性进行了研究: M. Ivantysynova^[6]等系统地介绍了轴向柱塞泵压力流量特性的建模方法; Edge K A^[9]等则在上述基础上考虑了配流

收稿日期: 2011-12-07 责任编辑: 许书阁

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

作者简介: 翟江(1976—)男,湖北武汉人,博士研究生。E-mail: jiangzhai@sina.com; 通讯作者: 周华,教授,博士生导师。E-mail: hzhou@sfp.zju.edu.cn

盘减振槽处油液惯性项的影响; G. L. Berta^[10] 和 Paolo Casoli 等^[11] 考虑了油液可变流体属性对模型的影响; 那成烈等^[12] 考虑了油液有限的体积弹性模量, 在压力流量模型基础上研究了配流盘的结构优化, 郭卫东等^[13] 对泵的实际流量特性进行了仿真分析, 马吉恩等^[14-15] 在仿真的基础上进行了试验验证。

与液压油相比, 水具有黏度低、体积弹性模量大、饱和蒸汽压高、空气溶解度低等特性^[1-2], 水压轴向柱塞泵内部更易产生空化, 并且主要以水蒸汽为主。本文考虑了空化引起的流体属性变化, 建立更加接近真实情况的水压轴向柱塞泵的压力流量特性模型。

1 模型的建立

1.1 压力和流量特性

研制的水压轴向柱塞泵的结构如图 1 所示。根据轴向柱塞泵工作原理^[6-8], 水压轴向柱塞泵压力流量特性建模原理如图 2 所示。

根据斜盘轴向柱塞泵运动学规律^[6-8], 对于第 i 个 ($i=1, 2, \dots, N$) 柱塞, 其沿 z 向的运动速度 v_{Ci} :

$$v_{Ci} = \frac{\omega D \tan \beta}{2} \sin \left[\theta_0 + \omega t + (i-1) \frac{2\pi}{N} \right] \quad (1)$$

式中 ω 为主轴转动角速度; D 为柱塞分布圆直径; β 为斜盘倾角; θ_0 为初始位置时第 1 个柱塞孔中心、上死点与转动中心形成的夹角; N 为柱塞个数; t 为时间。

$$\frac{dp_{Ci}}{dt} = \frac{B}{V_{c0} + \frac{1}{4} \pi d^2 \left\{ \frac{D}{2} \tan \beta \left[1 + \cos \left[\theta_0 + \omega t + (i-1) \frac{2\pi}{N} \right] \right] \right\}} \left(\frac{1}{4} \pi d^2 v_{Ci} - q_{SLi} - q_{CLi} - q_{Ci} \right) \quad (2)$$

式中 B 为海水的体积弹性模量; V_{c0} 为柱塞腔的最小容积; v_{Ci} 为柱塞沿 z 向的运动速度; d 为柱塞直径; q_{SLi} 为滑靴副的泄露流量; q_{CLi} 为柱塞副的泄露流量。

由于润滑水膜非常薄, 水泵中缝隙流动均为层流。将泵工作过程中滑靴副的间隙视为恒定, 则滑靴副的泄露流量 q_{SLi} :

$$q_{CLi} = \frac{\pi d \delta_c^3}{\left\{ l_{c0} + \frac{1}{2} D \tan \beta \left[1 - \cos \left[\theta_0 + \omega t + \frac{2\pi}{N} (i-1) \right] \right] \right\}} \frac{(p_{Ci} - p_{in})}{12\mu} - \frac{\pi d \delta_c v_{Ci}}{2} \quad (4)$$

式中 δ_c 为柱塞副单边间隙; l_{c0} 为柱塞的最小留缸长度。

第 i 个柱塞腔吸排海水的实际流量 q_{Ci} :

$$q_{Ci} = q_{CLi} + q_{COi} \quad (5)$$

式中 q_{CLi} 为吸水过程实际流量; q_{COi} 为排水过程实际流量, 且:

$$q_{CLi} = C_d k_{CVi} A_{CV} \sqrt{\frac{2 |p_{Ci} - p_{in}|}{\rho}} \operatorname{sgn}(p_{Ci} - p_{in}) \quad (6)$$

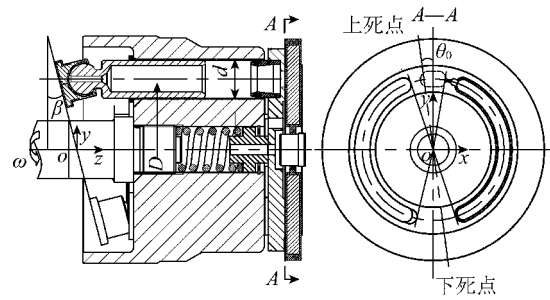


图 1 水压轴向柱塞泵结构

Fig. 1 Diagram of water hydraulic axial piston pump

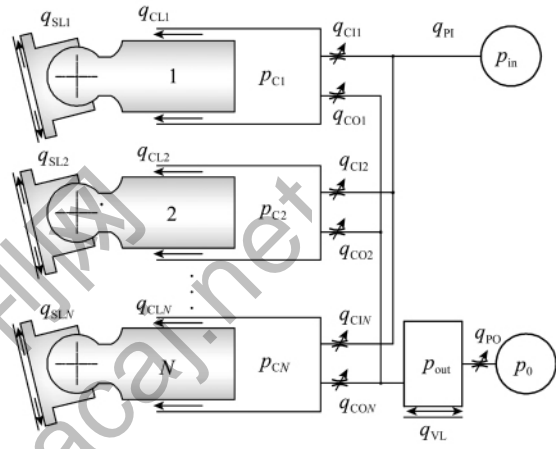


图 2 压力流量特性建模的原理

Fig. 2 Principle of pressure and flow model

由连续性方程, 第 i 个柱塞腔内压力 p_{Ci} 和吸排海水实际流量的关系 q_{Ci} 满足:

$$q_{SLi} = (\alpha p_{Ci} - p_{in}) \pi \delta_s^3 / (6\mu \ln k_s) \quad (3)$$

式中 p_{in} 为泵入口压力; α 为静压支承滑靴副设计时的压降系数^[7-8]; δ_s 为滑靴副间隙; μ 为海水动力黏度; k_s 为滑靴结构系数^[7-8]。

将泵工作工程中柱塞与缸孔轴线视为同心, 考虑压差和壁面运动, 柱塞副的泄露流量 q_{CLi} :

$$q_{COi} = C_d k_{CV0} A_{CV} \sqrt{\frac{2 |p_{Ci} - p_{out}|}{\rho}} \operatorname{sgn}(p_{Ci} - p_{out}) \quad (7)$$

式中 C_d 为压力流量系数; A_{CV} 为缸体配流孔过流面积; k_{CVi} , k_{CV0} 分别为吸排水过程缸体配流孔与配流盘腰形槽形成的有效通流面积系数^[12]; ρ 为海水密度; p_{out} 为泵出口压力。

通过节流阻尼模拟水压轴向柱塞泵的负载, 则泵

出口的压力 p_{out} 和实际流量 q_{p0} 的关系满足:

$$\frac{dp_{out}}{dt} = \frac{B}{V_{p00}} \left(\sum_{i=1}^N q_{COi} - q_{VL} - q_{p0} \right) \quad (8)$$

式中 q_{VL} 为配流副的泄露流量; V_{p00} 为泵出口与节流负载之间的死容积。

将泵工作过程中配流副的间隙视为恒定, 则配流副的泄露流量 q_{VL} :

$$q_{VL} = \frac{k_{v1} \pi \delta_V^3}{6\mu} \left(\frac{1}{\ln k_{v2}} + \frac{1}{\ln k_{v3}} \right) (p_{out} - p_{in}) \quad (9)$$

式中 δ_V 为配流副靴副间隙; k_{v1} k_{v2} 和 k_{v3} 为配流盘排水槽的结构系数^[7-8]。

水压轴向柱塞泵出口的实际流量 q_{p0} :

$$q_{p0} = C_d A_{p0} \sqrt{\frac{2(p_{p0} - p_0)}{\rho}} \quad (10)$$

式中 A_{p0} 为泵出口阻尼负载的过流面积; p_0 为环境参考压力。

1.2 可变流体属性

由 1.1 节可知, 水压轴向柱塞泵的压力和流量特性与水的流体属性 B ρ 和 μ 有关, 由于泵在工作过程中柱塞腔内的压力急剧变化, 不能把水介质始终视为液态, 必须考虑水介质的液气相互转化。因此, 根据水液压泵工作的温度范围和相应的饱和蒸汽压值, 设定两个压力值 p_{vH} 和 p_{vL} , 认为压力 $p > p_{vH}$ 时水完全处于液态, 当 $p < p_{vL}$ 时水完全处于气态, 而当 $p_{vL} \leq p \leq p_{vH}$ 时水处于液气混合状态。

(1) $p > p_{vH}$ 。由于此时水完全处于液态, 则体积弹性模量 B 和动力黏度 μ :

$$B = B_L \quad (11)$$

$$\mu = \mu_L \quad (12)$$

式中 B_L 为液态水的体积弹性模量; μ_L 为液态水的动力黏度。

由体积弹性模量定义式^[16]积分可得密度 ρ :

$$\rho = \rho_L = \rho_{L0} e^{\frac{p-p_0}{B_L}} \quad (13)$$

式中 ρ_{L0} 为压力为 p_0 时的液态水的密度。

(2) $p < p_{vL}$ 。由于此时水完全处于气态, 将水蒸汽的热力学过程视为理想气体的等熵过程, 由弹性模量定义式和等熵关系式^[16]可得体积弹性模量 B :

$$B = B_V = \gamma p \quad (14)$$

式中 γ 为水蒸汽的绝热指数。

动力黏度 μ :

$$\mu = \mu_V \quad (15)$$

式中 μ_V 为水蒸汽的动力黏度。

由理想气体状态方程^[15]和等熵关系式可得此时的密度 ρ :

$$\rho = \rho_V = \frac{p_{vH} M}{RT} \left(\frac{p}{p_{vH}} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \quad (16)$$

式中 M 为水的摩尔质量; R 为常数; T 为水液压泵工作时的平均温度。

(3) $p_{vL} \leq p \leq p_{vH}$ 。由于此时水处于蒸汽和液态混合状态, 水蒸汽的质量分数 x 与压力 p 有关, 则:

$$x = 1 - \frac{p - p_{vL}}{p_{vH} - p_{vL}} \quad (17)$$

考虑压力为 p_0 ($p_0 > p_{vH}$) 时单位体积的水, 则其质量为 ρ_{L0} , 当该部分水处于液气混合状态时其中液态水的体积 V_L 和水蒸汽的体积 V_V 分别为

$$V_L = \frac{(1-x)\rho_{L0}}{\rho_L} \quad (18)$$

$$V_V = \frac{x\rho_{L0}}{\rho_V} \quad (19)$$

水蒸汽的体积能够反映空化的程度, 则定义水蒸汽所占的体积比 x_V :

$$x_V = \frac{V_V}{V_L + V_V} \quad (20)$$

则混合状态时的密度 ρ :

$$\rho = \frac{\rho_{L0}}{V_L + V_V} \quad (21)$$

混合状态时的动力黏度 μ :

$$\mu = \frac{\mu_L V_L + \mu_V V_V}{V_L + V_V} \quad (22)$$

由弹性模量定义式可得此时体积弹性模量 B :

$$B = \rho \frac{dp}{d\rho} = \frac{\frac{1}{\rho_L} (1-x) + \frac{1}{\rho_V} x}{\frac{1}{\rho_L} \left(\frac{1-x}{B_L} + \frac{dx}{dp} \right) + \frac{1}{\rho_V} \left(\frac{x}{\gamma p} - \frac{dx}{dp} \right)} \quad (23)$$

2 模型的数值仿真

2.1 计算方法

上述模型中方程(1)~(10)为水压轴向柱塞泵压力流量的常微分方程模型, 共计 $(N+1)$ 个状态变量; 方程(11)~(23)为水介质流体属性随压力变化的代数方程模型。为了保证方程(23)中 dx/dp 连续, 对式(18)通过高次曲线进行逼近处理。在 MATLAB/Simulink 环境中对方程(1)~(11)采用变步长求解器求解, 方程(12)~(24)通过内嵌的自定义 m 函数的方式实现, 在每个时间步根据压力计算结果与方程(1)~(11)耦合。为了保证水属性可变时体积流量的统一, 对计算过程中出现的中间体积流量进行等效处理。

2.2 仿真参数

以研制的水压轴向柱塞泵为研究对象(额定压

力为 8 MPa ,公称排量为 80 mL/r) ,其压力流量特性模型的主要计算参数见表 1。

表 1 压力流量模型的主要计算参数

Table 1 Main parameters for calculation on pressure and flow

参数	取值	参数	取值
D/mm	86.00	d/mm	23.00
θ_0/rad	0.13	β/rad	0.26
$\omega/(rad \cdot s^{-1})$	157.08	N	9
$V_{C0}/10^{-6}m^3$	18.34	α	0.90
k_s	1.41	l_{C0}/mm	43.10
C_d	0.60	$A_{CV}/10^{-4}m^2$	1.31
$V_{P00}/10^{-6}m^3$	35.67	k_{V1}	0.42
k_{V2}	1.09	k_{V3}	1.07
$A_{P0}/10^{-4}m^2$	0.26	$\delta_c/\mu m$	5
$\delta_s/\mu m$	10	$\delta_v/\mu m$	10

k_{CVI} k_{CVO} 经过拟合之后的变化规律如图 3 所示 (其中 θ 为转动过程中缸体配流孔中心、上死点与转动中心形成的夹角)。

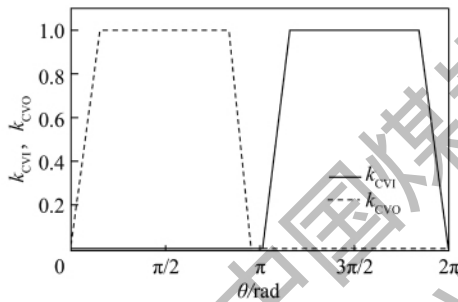


图 3 k_{CVI} 和 k_{CVO} 的变化规律

Fig. 3 k_{CVI} and k_{CVO} versus θ

水介质可变流体属性模型的主要计算参数见表 2(压力均以绝对压力表示)。

表 2 水介质可变流体属性的主要计算参数

Table 2 Main parameters for calculation on variable fluid properties of water

参数	取值	参数	取值
p_0/kPa	101.325	$\rho_{l0}/(kg \cdot m^{-3})$	997
B_L/GPa	2.22	$\mu_L/(\mu Pa \cdot s)$	896.0
$\mu_V/(\mu Pa \cdot s)$	9.02	γ	1.4
$M/(kg \cdot mol^{-1})$	0.018	$R/(J \cdot (mol \cdot K))$	8.314
T/K	298	p_{VH}/kPa	7.375
ρ_{VL}/kPa	3.168		

3 仿真结果及讨论

3.1 柱塞腔内的压力及空化

图 4 为一个周期内单个柱塞腔内的压力及空化

程度的动态变化曲线(以图 1 所示第 1 个柱塞腔为例)。曲线 1 为不考虑水介质流体属性可变时的柱塞腔压力,其变化趋势与进口压力无关,柱塞腔由排水到吸水切换时出现了剧烈的压力下降,绝对压力出现负值,这显然与实际不符。曲线 2 和曲线 3 分别为考虑水介质流体属性可变 $p_{in} = 1.01 \times 10^5 Pa$ 和 $p_{in} = 3.60 \times 10^4 Pa$ 时柱塞腔压力,此时绝对压力不会出现负值,其中曲线 2 中压力上升较快,而曲线 3 中压力上升较慢,并且脉动幅值较大,主要原因是曲线 3 中入口压力低,导致吸水过程中出现了显著的空化,导致体积弹性模量下降,使得在排水过程中压力建立的时间较长,也使得压力波动更为明显。曲线 4 和曲线 5 分别为 $p_{in} = 1.01 \times 10^5 Pa$ 和 $p_{in} = 3.60 \times 10^4 Pa$ 时柱塞腔中蒸汽所占体积比的变化曲线,反映了空化的程度,当 $p_{in} = 1.01 \times 10^5 Pa$ 时仅在排水向吸水切换的瞬间出现空化,其最大 x_v 值约为 0.25%,而 $p_{in} = 3.60 \times 10^4 Pa$ 时在整个吸水区域出现了更为明显的空化,其最大 x_v 值约为 3.5%。

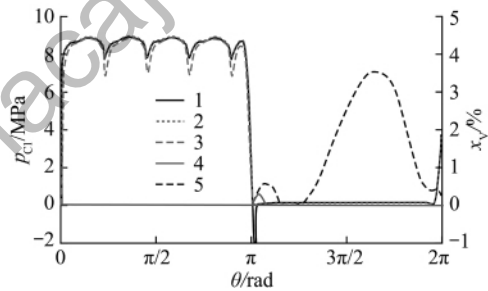


图 4 柱塞腔内的动态压力及空化程度的变化

Fig. 4 Dynamic pressure and cavitation in cylinder chamber

3.2 单个柱塞腔吸排水及泄露流量

图 5 为一个周期内单个柱塞腔内相关流量(以图 1 所示第 1 个柱塞腔为例)。曲线 1 为柱塞腔吸排水的理想流量,曲线 2 和曲线 3 为考虑了水的可变流体属性和配流结构,分别为 $p_{in} = 1.01 \times 10^5 Pa$ 和 $p_{in} = 3.60 \times 10^4 Pa$ 时吸排水的流量:由于配流结构和节流负载的作用使得排水开始的瞬间出现流量的倒灌,而后出现了与柱塞腔压力波谷处相对应的流量微小波峰,曲线 3 比曲线 2 更为明显;由于预卸压使得吸水开始瞬间出现较大的流量波峰,而后曲线 2 很快与曲线 1 吻合,但由于进口压力较低,曲线 3 中吸水流量增速较慢,并且出现了明显的吸入不足,与曲线 1 相差较大。曲线 4 和曲线 5 分别为 $p_{in} = 1.01 \times 10^5 Pa$ 和 $p_{in} = 3.60 \times 10^4 Pa$ 时滑靴副的泄露流量,其变化规律与图 4 中柱塞腔压力变化类似,最大值约为 0.8 L/min。曲线 6 和曲线 7 为分别在 $p_{in} = 1.01 \times 10^5 Pa$ 和 $p_{in} = 3.60 \times 10^4 Pa$ 时柱塞副的泄露流量,由于泵工作

压力较低, 柱塞运动引起的附加流量超过压差引起的泄露流量, 这对减少柱塞副泄露是有利的, 柱塞副最大泄露流量的绝对值仅 0.005 L/min, 远小于滑靴副的泄漏量。

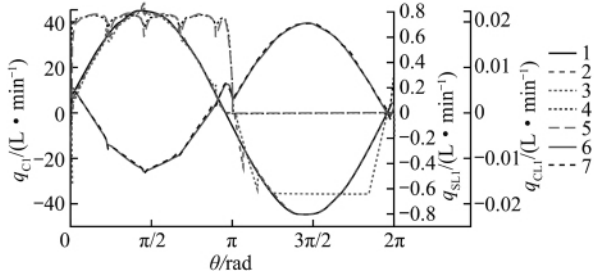


图 5 柱塞腔内相关流量的变化
Fig. 5 Dynamic flows in cylinder chamber

3.3 泵出口的动态压力

图 6 为一个周期内泵出口处的动态压力。曲线 1 为不考虑水流体属性可变时泵出口的动态压力, 其形状与入口压力无关, 其平均脉动率约为 12.81%。曲线 2 和曲线 3 为考虑水流体属性可变, 分别在 $p_{in} = 1.01 \times 10^5$ Pa 和 $p_{in} = 3.60 \times 10^4$ Pa 时泵出口的动态压力: 其中曲线 2 中的平均脉动率约为 12.97%, 比曲线 1 略有增大, 主要原因是此时考虑了水的密度、体积弹性模量的变化, 压力的平均值约为 8.64 MPa; 曲线 3 中的平均脉动率则约为 26.72%, 比曲线 2 的脉动率增加了 1 倍多, 主要原因是泵在吸水时空化较为严重, 导致水中存在较多的蒸汽空腔, 降低了水的体积弹性模量, 从而在排水过程中导致了更大的压力波动, 但压力的平均值 8.40 MPa, 有所下降。

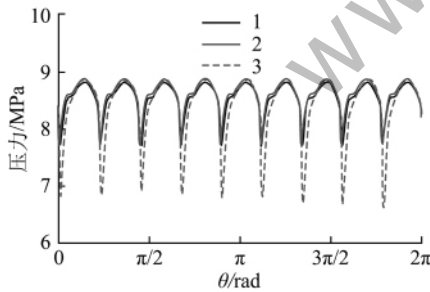


图 6 泵出口的动态压力
Fig. 6 Dynamic pressure at outlet of pump

3.4 泵的内泄露流量

图 7 为一个周期内泵的内泄露流量。曲线 1 和曲线 2 分别为 $p_{in} = 1.01 \times 10^5$ Pa 和 $p_{in} = 3.60 \times 10^4$ Pa 时泵的总泄露流量, 曲线 3 和曲线 4 分别为 $p_{in} = 1.01 \times 10^5$ Pa 和 $p_{in} = 3.60 \times 10^4$ Pa 时配流副的泄露流量, 曲线 5 和曲线 6 分别为 $p_{in} = 1.01 \times 10^5$ Pa 和 $p_{in} = 3.60 \times 10^4$ Pa 时滑靴副的泄露流量, 曲线 7 和曲线 8 分别为 $p_{in} = 1.01 \times 10^5$ Pa 和 $p_{in} = 3.60 \times 10^4$ Pa 时柱塞

副的泄露流量, 以上结果均考虑了配流几何结构和水的可变流体属性。当 $p_{in} = 1.01 \times 10^5$ Pa 时泵的总泄露流量的平均值为 6.33 L/min, 配流副泄露流量的平均值为 3.14 L/min, 滑靴副泄露流量的平均值为 3.15 L/min, 柱塞副泄露流量的平均值为 0.04 L/min。当 3.60×10^4 Pa 时泵的总泄露流量的平均值为 6.42 L/min, 配流副泄露流量的平均值为 3.08 L/min, 滑靴副泄露流量的平均值为 3.31 L/min, 柱塞副泄露流量的平均值为 0.03 L/min。可见泵的内泄露主要是由滑靴副和配流副产生, 其中滑靴副所占的比例略大, 而柱塞副泄露所占不到总泄露的 1%。

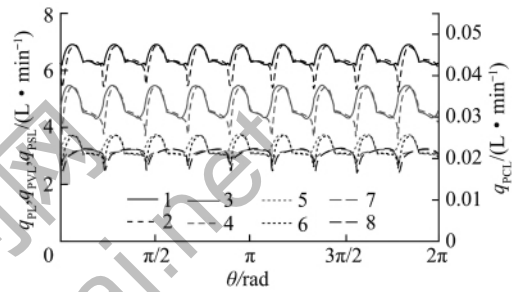


图 7 泵的内泄露流量
Fig. 7 Internal leakage flow of pump

3.5 泵出口的流量

图 8 为一个周期内泵出口的流量。曲线 1 为泵的理想排水流量曲线, 其脉动率约为 1.53%。曲线 2 为考虑内泄露、配流结构但水的流体属性不变时的排水曲线, 其形状与进口压力无关, 其脉动率约为 6.65%, 与曲线相比上升显著, 主要是水的弹性模量为有限值和配流结构的影响。曲线 3 和曲线 4 则在曲线 2 的基础上考虑了水的流体属性可变, 分别对应 $p_{in} = 1.01 \times 10^5$ Pa 和 $p_{in} = 3.60 \times 10^4$ Pa, 其中曲线 3 的脉动率上升到 6.71%, 流量的平均值的大小约为 122.35 L/min, 而曲线 4 由于空化明显导致吸水不足, 在排水过程中脉动率上升至 14.18%。流量的平均值约为 120.59 L/min, 流量有所下降。

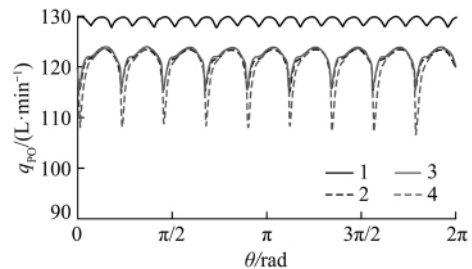


图 8 泵出口的流量
Fig. 8 Flow at outlet of pump

3.6 泵的容积效率

由图 6 ~ 8 可知, 当 $p_{in} = 1.01 \times 10^5$ Pa 时, 泵出口

的平均压力约为 8.64 MPa,其容积效率约为 94%;而当 $p_{in} = 3.60 \times 10^4$ Pa 时,泵出口的平均压力下降至 8.40 MPa,容积效率下降至 93%,可见进口压力下降后引起的空化会使得泵的容积效率下降。

4 结 论

(1) 考虑了水的流体属性可变后,泵的压力流量模型能够反映柱塞腔内的空化和进口的吸空,避免了仿真过程中绝对压力为负值的现象。

(2) 水压轴向柱塞泵的入口的压力较低时容易导致缸体柱塞腔在吸水区发生空化,当入口压力增加时空化程度能够得到抑制,但在由排水向吸水过程切换的瞬间中仍会产生作用时间极短的空化。

(3) 空化程度较大时会导致泵出口流量的下降、流量脉动和压力脉动的大幅增加。

(4) 通过提高泵的零件的制造及装配精度,将柱塞副双边间隙、滑靴副和配流副润滑水膜厚度设计为 10 μm 时,能够使水泵在额定压力时获得较高的容积效率。

参考文献:

- [1] 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.
- [2] 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(S1): 96-100.
Yang Huayong, Zhou Hua. Some key problems of the water hydraulics[J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering* 2002(S1): 96-100.
- [3] 张增猛,周 华,高院安,等. 纯水比例溢流阀静态特性的仿真与试验[J]. *煤炭学报* 2009, 34(11): 1569-1573.
Zhang Zengmeng, Zhou Hua, Gao Yuan'an, et al. Simulation and experiment on static characteristic of water hydraulic proportional pressure relief valve[J]. *Journal of China Coal Society* 2009, 34(11): 1569-1573.
- [4] 周 华. 海水液压泵及其基础理论研究[D]. 武汉: 华中科技大学, 1997.
Zhou Hua. Study on seawater hydraulic pump and its basic theory [D]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology, 1997.
- [5] 焦素娟. 纯水液压柱塞泵及溢流阀关键技术的研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2004.
Jiao Sujuan. The tribological properties of key friction pairs in water hydraulic piston pump and water hydraulic relief valves [D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2004.
- [6] Jaroslav I, Monika I. Hydrostatic pumps and motors [M]. Inadia: Akademia Books International, 2001.
- [7] 翟培祥. 斜盘式轴向柱塞泵设计 [M]. 北京: 煤炭工业出版社, 1978.
Zhai Peixiang. Design of swash-plate axial piston pump [M]. Beijing: China Coal Industry Publishing House, 1978.
- [8] 徐绳武. 柱塞式液泵 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1985.
Xu Shengwu. Hydraulic piston pump [M]. Beijing: China Machine Press, 1985.
- [9] Edge K A, Darling J. The pumping dynamics of swash plate piston pumps [J]. *ASME Journal of Dynamic System Measurement and Control*, 1986, 111(2): 307-312.
- [10] Berta G L, Casoli P, Vacca A, et al. Simulation model of axial piston pumps inclusive of cavitation [A]. *ASME Int. Mech. Engineering Congress and Exposition [C]*. New Orleans, Louisiana, USA, 2002.
- [11] Casoli P, Vacca A, Franzoni G, et al. Modelling of fluid properties in hydraulic positive displacement machines [J]. *Simulation Modelling Practice and Theory* 2006, 14(8): 1059-1072.
- [12] 那成烈. 轴向柱塞泵可压缩流体配流原理 [M]. 北京: 兵器工业出版社, 2003.
Na Chenglie. Theory of valveplate for axial piston pump based on compressible fluid [M]. Beijing: Ordnance Industry Press, 2003.
- [13] 郭卫东, 王占林. 斜盘式轴向柱塞泵实际流量的分析研究 [J]. *北京航空航天大学学报*, 1996, 22(2): 223-227.
Guo Weidong, Wang Zhanlin. Analysis for the real flowrate of a swash plate axial piston pump [J]. *Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics*, 1996, 22(2): 223-227.
- [14] 马吉恩, 徐 兵, 杨华勇. 轴向柱塞泵流动特性理论建模与试验分析 [J]. *农业机械学报* 2010, 41(1): 188-194.
Ma Jien, Xu Bing, Yang Huayong. Modelling and experiment study on fluid character of axial piston pump [J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery* 2010, 41(1): 188-194.
- [15] 马吉恩. 轴向柱塞泵流量脉动及配流盘优化设计研究 [D]. 杭州: 浙江大学, 2009.
Ma Jien. Study on flow ripple and valve plate optimization of axial piston pump [D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2009.
- [16] Pijush K Kundu, Ira M Cohen. Fluid mechanics [M]. Elsevier Inc., 2004.