

活塞式调节阀阻塞流研究

李威¹ 童成彪^{2*} 韩安伟³ 徐新明¹

(1. 湖南农业大学 机电工程学院 长沙 410128;
2. 智能农机装备湖南省重点实验室 长沙 410128;
3. 安徽红星阀门有限公司 铜陵 244031)

Choked Flow of Plunger Valve

LI Wei¹, TONG Chengbiao^{2*}, HAN Anwei³, XU Xinming¹

(1. College of Mechanical and Electrical Engineering, Hunan Agricultural University, Changsha 410128, China;
2. Key Laboratory of Intelligent Agricultural Machinery Equipment of Hunan Province, Changsha 410128, China;
3. Anhui Red Star Valve Co., Ltd., Tongling 244031, China)

Abstract Choked flow is an extreme condition of the valve, which presents a complex multiphase flow state and is often used to calibrate important characteristic parameters of the regulating valve. In addition, the choked flow will cause great damage to the valve and seriously affect its service life. Therefore, it is very important to study the choked flow of the valve. In order to study the choked flow characteristics of the plunger valve, a two-phase flow analysis simulation model of the plunger valve was established based on the method of computational fluid dynamics, and the accuracy of the model was verified by comparison with the experimental data. According to the simulation model, the choked flow rate of the plunger valve and liquid pressure recovery coefficient were obtained. Finally, according to the simulation results, the choked flow is studied. The results show that the liquid pressure recovery coefficient of the piston valve is 0.86, the initial cavitation coefficient is 2.45; the cavitation index of the piston valve is 1.11 when the flow is blocked. The pressure on the wall surface of the throttling element and in the center area of the jet is too low, and serious flashing and continuous two-phase flow are the reasons for the blocked flow. This research establishes a method for visualization of choked flow and valve characteristic parameter acquisition based on simulation technology, which has great significance for the research and application of control valves.

Keywords Choked flow, Liquid pressure recovery factor, Two-phase flow, Cavitation, Flashing

摘要 阻塞流是阀门的一种极限工况。此工况呈现复杂的多相流状态,是常用于标定调节阀的重要特性参数。此外,阻塞流对阀门损伤较大并严重影响其使用寿命,从而研究阀门的阻塞流具有非常重要的意义。为研究活塞式调节阀阻塞流特性,基于计算流体力学方法建立活塞式调节阀两相流仿真模型,与实验数据进行对比验证了该模型的准确性;依据该仿真模型得到活塞阀阻塞流流量并计算液体压力恢复系数;最后依据仿真结果对阻塞流进行了研究。结果表明:活塞阀液体压力恢复系数为0.86,初生空化系数为2.45;阻塞流时活塞阀空化指数为1.11,节流元件壁面和射流中心区域压力过低,严重的闪蒸和持续的两相流是造成阻塞流的原因。该研究建立了一种基于仿真技术的阻塞流可视化研究和阀门特性参数获取方法,对调节阀的研究与应用具有重要的参考意义。

关键词 阻塞流 液体压力恢复系数 两相流 空化 闪蒸

中图分类号: TP391.9

文献标识码: A

doi: 10.13922/j.cnki.cjvst.202208014

活塞式调节阀 (以下简称活塞阀) 通过活塞的移动改变开度从而调节其流阻系数和流通能力, 在给水处理工程中起调流、减压、调流消能的作用, 近年来应用非常广泛。当阀门前后的压差不断增加, 过阀流量会随着压差变大而逐渐加大, 当流量不再随着压差变大而变化时, 将阀门这种流动状态称为阻塞流。阻塞流作为阀门的一种极限工况, 呈现出与常规工况不一样的特性且影响其使用寿命, 因此研究阀门的阻塞流具有重要的意义^[1-2]。流场仿真技术可以使阀门的流场研究脱离实验模型的限制, 节约研究成本, 当前成为了该类研究的热点^[3-4]。目前国内外学者对于阻塞流做了一系列研究, 俞轲鑫^[5]利用 Fluent 两相流分析结合对局部空化气泡的高速微距拍摄, 提出了斜梯三角形流量曲线以刻画节流孔板阻塞流发展变化的全部过程, 充分表达了阻塞流发展过程中的局限性特征和阶梯性特征; Liang Fang 等^[6]通过自行开发的可压缩空化相变求解器对具有强节流效应的文丘里反应器进行数值研究, 确定空化诱导节流的流动特性和阻塞流机理; Andrea Cioncolini^[7]通过三个不同直径厚度的微孔对阻塞流和空化进行研究, 发现阻塞空化的气穴数随着微孔直径和厚度的增加而增加。以上工作虽然推进了阻塞流的研究工作, 但没有明确界定阻塞流出现的临界条件, 且因研究对象相对简单而距离工程应用还有一段距离。本研究以 DN300 活塞阀为对象, 以仿真与实验相结合的方法开展实际产品阻塞流的研究。首先将 Fluent 仿真结果与实验数据进行对比, 验证了模型的可行性; 基于仿真模型计算出该活塞阀的阻塞流流量, 通过理论公式计算出阀门的液体压力恢复系数和初生空化系数; 最后对活塞式调节阀在大压差下产生阻塞流的原因进行分析, 为活塞阀的研究与参数标定提供了一种可视化的方法, 具有重要的工程意义。

1 数学模型

1.1 控制方程

质量守恒方程是任何流动系统都必须满足的定律, 把介质水视为不可压缩流体, 质量守恒方程为

$$\frac{\partial}{\partial t} + \frac{\partial(u)}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial w}{\partial x} = 0 \quad (1)$$

式中: ρ 为流体的密度, kg/m^3 ; t 为时间, s ; u, v, w 为

速度矢量在 x, y, z 方向上的分量。

动量守恒方程^[8]为

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial \rho u}{\partial t} + \text{div}(\rho u \mu) \\ = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + F_x \\ \frac{\partial \rho v}{\partial t} + \text{div}(\rho v \mu) \\ = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + F_y \\ \frac{\partial \rho w}{\partial t} + \text{div}(\rho w \mu) \\ = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} + F_z \end{array} \right. \quad (2)$$

式中 p 为流体微元体上的压力, Pa ; μ 为动力粘度; τ_{xx}, τ_{xy} 为因分子粘性作用而产生的作用在微元体表面上的粘性应力 τ 的分量; F_x, F_y, F_z 为微元体上的体力, N ;

1.2 空化模型

本文在模拟计算时选用 Schnerr-Sauer 空化模型, 基于 Rayleigh plesset 方程, 导出了气相体积分数 α 和密度 ρ 之间的关系

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha \rho_v) + \nabla \cdot \alpha \rho_v \vec{V} = \frac{\rho_v \rho_l}{\rho_m} \frac{D\alpha}{Dt} \quad (3)$$

所以净质量流率 $\dot{m}$ 相关式为

$$\dot{m} = \frac{\rho_v \rho_l}{\rho_m} \frac{D\alpha}{Dt} \quad (4)$$

其中气相体积分数 α 与气泡数密度 n_b 及气泡半径 r_b 的关系为

$$\alpha = \frac{\frac{4}{3} n_b \pi r_b^3}{1 + \frac{4}{3} n_b \pi r_b^3} \quad (5)$$

最终得到的 Schnerr-Sauer 空化模型表达式^[9]见式(6)

$$\left\{ \begin{array}{l} S_E = \frac{\rho_v \rho_l}{\rho_m} \frac{3\alpha(1-\alpha)}{r_b} \sqrt{\frac{2(P_v - P)}{3\rho_l}} P < P_v \\ S_C = \frac{\rho_v \rho_l}{\rho_m} \frac{3\alpha(1-\alpha)}{r_b} \sqrt{\frac{2(P - P_v)}{3\rho_l}} P \geq P_v \end{array} \right. \quad (6)$$

式中 ρ_l 为液体密度, kg/m^3 ; ρ_v 为气体密度, kg/m^3 ; P_v 为饱和蒸汽压, Pa ; ρ_m 为真实密度, kg/m^3 ; S_E 为汽化质量传递速率; S_C 为水蒸气溃灭质量传递速率;

1.3 湍流模型

因为 Realizable $k-\varepsilon$ 增加了对雷诺应力的约束,

在雷诺应力的处理上保持与真实湍流一致^[10],故选用 Realizable k - ε 模型来捕捉流场内部湍流流动特性。在 Realizable k - ε 模型中关于 k 和 ε 的运输方程见式 (7) 和式 (8)

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial (\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_i}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \varepsilon \quad (7)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial (\rho \varepsilon u_i)}{\partial x_i} = & \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_i}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \\ & \rho C_1 E \varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} \end{aligned} \quad (8)$$

式中: G_k ——由于平均速度梯度引起的湍动能, kg/m^3 ; μ ——粘性系数; $\sigma_k, \sigma_\varepsilon$ ——为湍动能 k 的湍流普朗克数和耗散率 ε 的普朗克数; x_i, x_j ——坐标分量; C_1, C_2 ——湍动能粘度计算式中系数;

2 仿真模型设计与验证

2.1 仿真模型设计

本文的研究对象为 DN300 的活塞式调节阀,其三维模型如图 1 所示,阀门进口、出口管道直径为 300 mm,全开行程为 102 mm,节流元件为开槽型,槽宽 16 mm,数量为 24 条,槽长 116 mm,工作水头范围为 50–120 m。为使仿真模型更易收敛,阀前管道长度取阀门公称尺寸的 5 倍,阀后管道取阀门公称尺寸的 10 倍^[11]。

伏雨等^[12]研究发现 Mixture 模型模拟的气泡在接触区质量相对于欧拉方程更高,故两相流模型选择 Mixture 模型,第一相设定为水,第二相设定为水蒸气。湍流模型选择 Realizable k - ε 模型。阀前、阀后边界条件分别设定为压力进口和压力出口,采用 Couple 算法求解,库朗数设为 10,其他收敛因子均

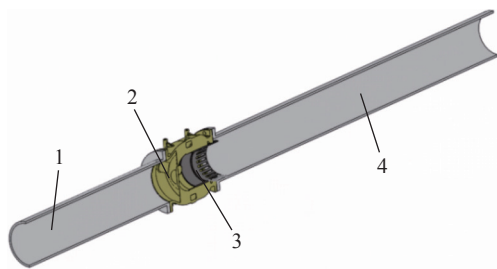


图1 活塞阀仿真模型示意图

Fig. 1 Schematic diagram of the simulation model of the plunger valve

1-阀前管; 2-阀体; 3-节流元件; 4-阀后管

1- Valve front pipe; 2- Valve body; 3- Throttling element; 4- Valve rear pipe

设为 0.1。

利用 Fluent 中的 Mesh 对网格模型进行参数调整计算,选择 Curvature and Proximity 根据曲率法向角确定网格尺寸并控制模型中狭窄区域的网格密度,网格尺寸的生长速率由 Growth Rate 决定,设定好其他相关参数计算后的网格模型如图 2 所示。

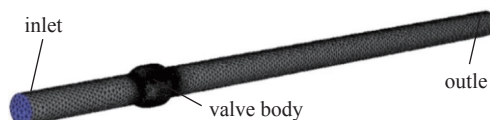


图2 活塞阀网格示意图

Fig. 2 Mesh of plunger valve

网格参数如表 1 所示。

表 1 网格参数表

Tab. 1 Mesh parameters

网格数量	Skewness	Aspect Ratio
2572360	0.24 ~ 0.94	1.15 ~ 6.93

从表 1 可知 Skewness 小于 0.95,纵横比 (Aspect Ratio) 小于 10,符合流场计算所需要的网格质量要求,将网格再细化一个数量级,相同条件下计算结果变化在 1% 以内,说明计算结果被网格影响较小,可以认为网格符合无关性要求。

2.2 仿真模型验证

为了验证仿真模型在单相流和两相流条件下的计算正确性,将计算结果与实验数值进行对比。通过透明管和加速度传感器来判断是否出现空化,并引入初生空化系数 σ_i 。初生空化系数 σ_i 指刚刚发生空化时的空化系数。本文根据美国空化评估标准 ISA-RP75.23^[13] 设定计算边界条件,固定阀前压力为表压 690 kPa,依次减少阀后压力 5% 进行仿真,仿真结果中第一次出现气相则认为该工况为阀门的初生空化工况。经过多次仿真分析得到:在阀前压力 690 kPa,阀后压力为 410 kPa 时,活塞阀流场中首次产生可见气相析出,利用式 (9) 计算出阀门的初生空化系数为 2.45。

$$\sigma = \frac{P_1 - P_v}{P_1 - P_2} \quad (9)$$

利用 JNBY-1200 流体实验台进行验证实验,试验管道为 300 mm,两级水泵供水,第一级水泵型号 24SAP-18,电机 315 kW;第二级水泵型号 DKS3600-130X3,电机 1600 kW,图 3 为实验图。为使活塞阀

的空化情况可视化在阀后安装透明管, 透明管如图 4 所示。主要仪表如下: MF/C601XX 31200CR102 电磁流量计, 精度 0.25 级; 阀前压力变送器, 重庆横河川 EJA430, 0 ~ 2 MPa, 精度 0.2 级; 阀后压力变送器 OPTIBARP1010, 0 ~ 0.6 MPa, 精度 0.25 级。将相同工况下 100% 开度的仿真数据与实验数据进行对比结果如表 2 和图 5 所示, 综合表 2 和图 5 可以看

表 2 仿真与实验数据对比表

Tab. 2 Comparison of simulation and experimental data

阀前压力/kPa	阀后压力/kPa	实验流量/(m ³ /h)	计算流量/(m ³ /h)	空化指数/ σ	单/两相流	流量误差/%
215.0	143.4	1298.2	1184.9	2.97	单相流	8.73
223.5	144.6	1303.3	1188.3	2.80	单相流	8.82
465.8	152.2	2389.4	2260.5	1.48	两相流	5.39
687.6	199.0	2978.1	2831.0	1.40	两相流	4.93
698.3	146.6	3008.0	2940.1	1.26	两相流	2.26
721.4	148.4	3026.7	3015.8	1.25	两相流	0.36



图3 实验图

Fig. 3 Experimental diagram



图4 透明管

Fig. 4 Transparent tube

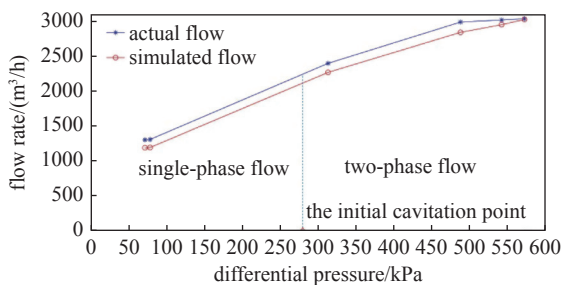


图5 实验与计算流量对比图

Fig. 5 Comparison chart of experimental and simulated flow

出, 实验测得流量和仿真计算流量在单相流时整体误差为 8.7%, 在两相流时整体误差为 4.1%, 误差均在允许误差范围内, 由此可认为本文建立的仿真模型具有足够的精度, 可用来进行阻塞流的仿真。

3 阻塞流仿真研究

3.1 液体压力恢复系数 F_L

液体恢复压力系数对阀门的选型和计算起着非常关键的作用, 不同类型的调节阀液体压力恢复系数不尽相同, 该系数越小说明阀门的流路设计越好, 压力恢复能力越好。在中国国家标准 GB17213.2^[14]中给出了球形阀、蝶阀、角行程阀的液体压力恢复系数参考值, 目前相关文献还没有活塞阀的液体压力恢复系数参考值。液体压力恢复系数定义为阻塞流条件下的实际最大流量与理论上非阻塞流条件下的流量之比, 其计算公式见式 (10)^[15]。

$$F_L = \frac{Q_{\max}}{N_1 C} \sqrt{\frac{\rho_1 / \rho_0}{p_1 - F_F p_v}} \quad (10)$$

式中, $Q_{\max}$ 为阻塞流流量, m³/s;

F_L 的主要作用为判断阀门是否为阻塞流工况, 判别公式为

$$F_L^2 (p_1 - F_F p_v) \quad (11)$$

式中 p_1 为阀前压力, Pa;

p_v 为入口温度下的液体蒸汽的绝对压力, Pa;

F_F 为临界压力比系数;

当 $\Delta p < F_L^2 (p_1 - F_F p_v)$ 时阀门没有产生阻塞流, 当 $\Delta p \geq F_L^2 (p_1 - F_F p_v)$ 时阀门将产生阻塞流。临界压力比系数 F_F 计算公式为

$$F_F = 0.96 - 0.28 \sqrt{\frac{p_v}{p_c}} \quad (12)$$

式中, p_c 为绝对热力学临界压力, Pa;

从式 (10) 中可以看出, 计算 F_L 必须已知阻塞流流量。由于阻塞流实验的参数非常高, 实验费用昂贵且超出一般实验台的实验能力。本文基于前述已校准的仿真模型来开展工作, 在保持一个较大的阀门入口压力不变情况下, 每次仿真提高压差 10%, 当加大压差后的流量与之前压差下的流量变化率在 2% 以内时, 可以把前次的流量视为阀门的阻塞流流量, 仿真计算的结果如表 3 所示。

依据流量变化率不足 2%, 由表 3 可推断出, 工况 3 阀前压力为 900000 Pa, 阀后压力为 88000 Pa 为阀门的阻塞流工况。该工况下阀门的空化指数

表3 仿真分析数据表

Tab. 3 Simulation analysis data

工况	阀前压 力/Pa	阀后压 力/Pa	流量/ (m ³ /s)	流量变 化率/%	空化指 数/ σ
初始工况	900000	240000	0.900		1.361
第一次压差变化工况	900000	168000	1.018	11.591%	1.224
第二次压差变化工况	900000	88000	1.066	4.502%	1.106
第三次压差变化工况	900000	10000	1.077	1.021%	1.008

为 1.11。将流量结果数据代入式 (12) 得 F_L 计算结果为 0.86。综上所述, DN300 活塞阀的液体压力恢复系数 F_L 确定为 0.86。

3.2 阻塞流分析

分别选择表 3 中非阻塞流工况 1 和阻塞流工况 3 下的计算结果进行对比, 整理计算云图见图 6-图 11。

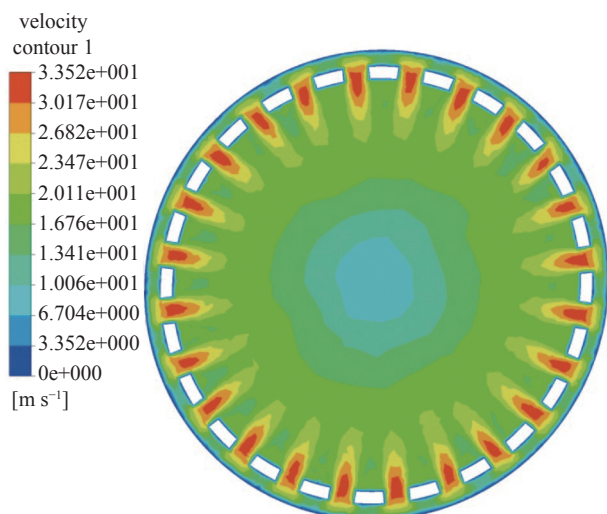


图6 非阻塞流时流体速度云图

Fig. 6 Contour of fluid velocity in non-blocking flow

从图 6 可以看出, 阀门流体流动速度变化主要集中在节流孔附近, 流体经过节流孔时速度从 23.47 m/s 增加到 33.52 m/s, 越过节流孔后降低到 16.76 m/s, 相对出口速度增加了 2 倍。由图 7 速度云图可知, 当该阀门发生阻塞流时最大速度为 39.79 m/s, 可见阻塞流时有更高的流速。

从图 8 压力云图可以看出, 流体经过节流孔时压力从 693.8 kPa 降低到 117.7 kPa, 再恢复到 309.7 kPa, 压力变化较大。由图 9 可知阀门阻塞流时阀前最大压力为 899.7 kPa, 节流孔周围压力骤减甚至出现真空区域, 此时出现了严重的闪蒸现象。

综上可知, 活塞阀阻塞流工况时节流元件处有更大的速度和压力梯度, 流体经过节流元件时, 由

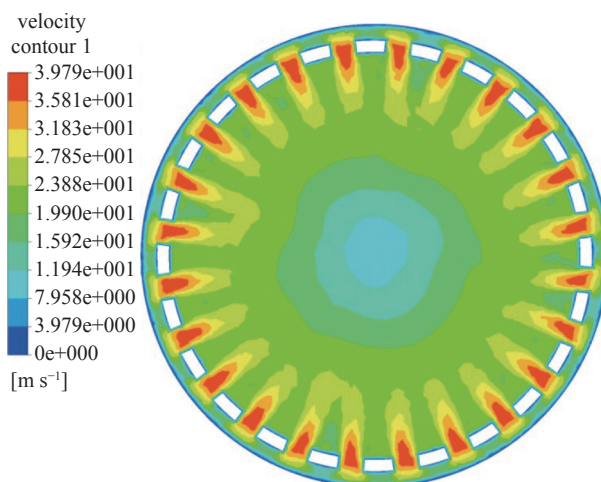


图7 阻塞流时流体速度云图

Fig. 7 Contour of fluid velocity when blocked flow

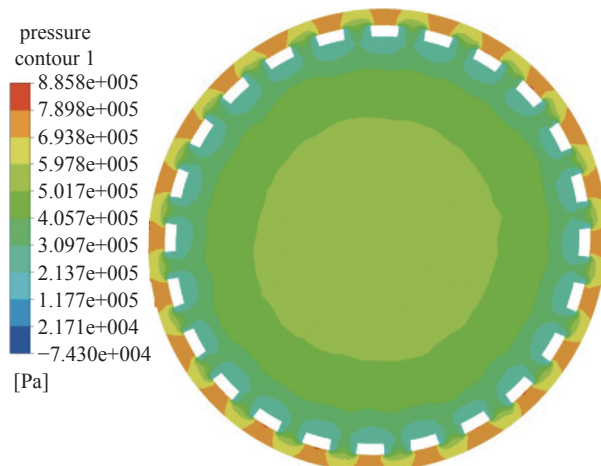


图8 非阻塞流时流体压力云图

Fig. 8 Fluid pressure cloud diagram for non-blocking flow

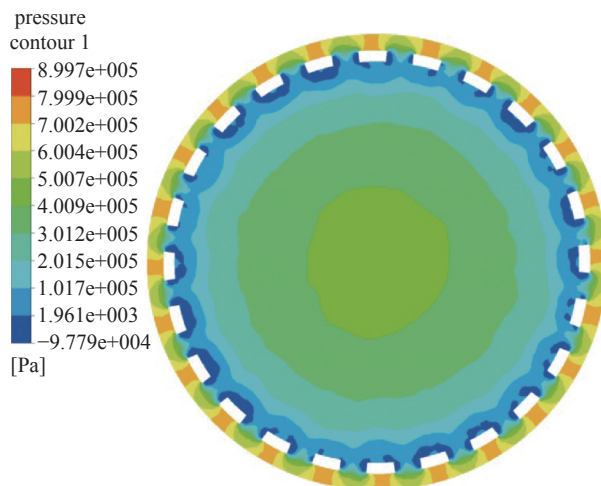


图9 阻塞流时流体压力云图

Fig. 9 Cloud diagram of fluid pressure when blocked flow

于水力直径突缩影响,速度变化与压力变化正好相反,这与伯努利方程刻画的流体能量守恒特性是一致的。

对比图 10 和图 11 的两相流密度图,可以看出活塞阀在阻塞流工况下相对非阻塞流工况析出更多气体;且析出位置具有以下特征:首先均有间隙向容腔过渡的结构特征,容腔的容积变化较大;二是速度和压力在此位置的变化梯度较大。

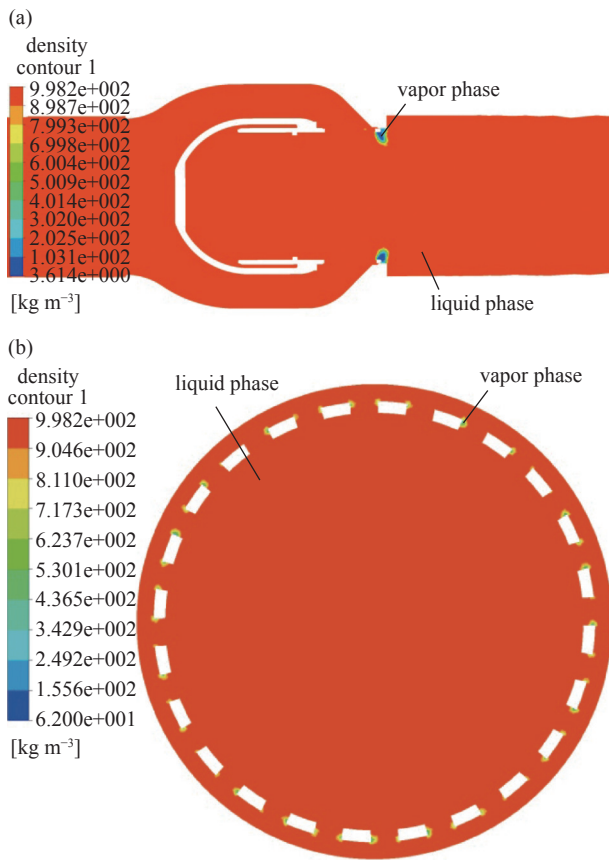


图10 非阻塞流时流体密度图。(a)主视图,(b)节流元件剖视图

Fig. 10 Density of fluid in non-blocking flow. (a) Main view, (b) cutaway view of throttle elements

前述已求得阻塞流时空化指数为 1.11,已远低于初生空化系数,流场中有大量空气析出,从图 12(b)阻塞流时密度图可以明显的看到,气泡出现的位置全部围绕在节流槽附近,试验结果也正确的显示了这一特征,如图 12 所示。通过图 9 可以看出,节流元件处产生了极低的压力,流体在该压力下会发生闪蒸现象,持续的闪蒸产生的大量气泡阻塞了部分流道形成了较厚的两相流边界层,在下游形成了持续的气液两相流,从而产生了阻塞流。

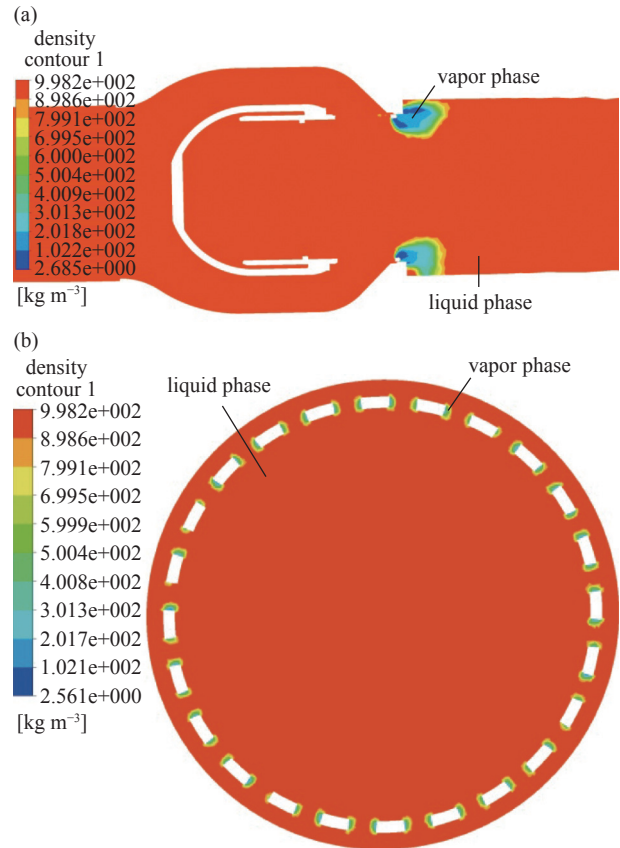


图11 阻塞流时流体密度图。(a)主视图,(b)节流元件剖视图
Fig. 11 Density of fluid in blocked flow. (a) Main view, (b) cutaway view of throttle elements

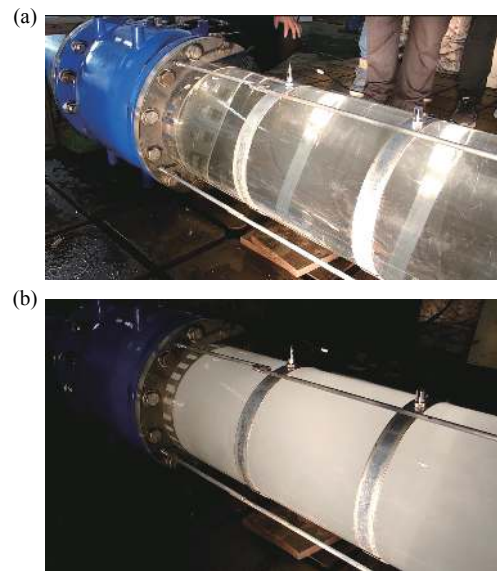


图12 轻微空化与严重空化对比
Fig. 12 Comparison of slight cavitation and severe cavitation. (a) $\sigma=1.5$, (b) $\sigma=1.2$

4 结论

本文结合理论分析、仿真计算与实验数据三者

对比分析,可得出以下结论:

(1)基于阻塞流时压力、速度和流体密度云图,发现阻塞流时具有较大的压力和速度梯度,阻塞流时空化指数为 1.11,节流元件壁面和射流中心区域压力过低,严重的闪蒸和持续的两相流是造成阻塞流的原因。

(2)仿真计算得到活塞阀液体压力恢复系数为 0.86,初生空化系数为 2.45。

(3)实验和仿真得到的活塞阀流量在单相流时最大误差为 8.7%,在两相流时最大误差为 4.1%,证明了仿真模型比较准确,将其用于两相流研究可行。

本文对活塞阀的固有特性参数标定提出了可行方法,对类似调节阀的研究也具有指导意义。

参 考 文 献

- [1] Yuxing Li, Shuaiwei Gu, Datong Zhang, et al. An experimental study on the choked flow characteristics of CO₂ pipelines in various phases[J]. *Chinese Journal of Chemical Engineering*, 2021, 32(04): 17-26
- [2] Ren M Q. Control valve cavitation causes and avoid method[J]. *Control Engineering of China*, 2014, 21(S1): 118-120 (任明强. 控制阀气蚀产生的原因及避免方法[J]. *控制工程*, 2014, 21(S1): 118-120(in chinese))
- [3] Yu Q Z, Li B, Wang F, et al. Design and simulation of angular vacuum interface valve for sewage discharge [J]. *Chinese Journal of Vacuum Science and Technology*, 2021, 41(10): 986-992 (余清洲, 李斌, 王飞, 等. 角座式真空排污界面阀的设计与模拟研究[J]. *真空科学与技术学报*, 2021, 41(10): 986-992(in chinese))
- [4] Ma G F, Ji J K, Ding P, et al. Flow characteristics of solid-liquid two-phase with swirl valve under different particle properties[J]. *Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering*, 2020, 38(12): 1245-1250 (马光飞, 季健康, 丁鹏, 等. 不同颗粒属性下旋流阀固液两相管道流动特性[J]. *排灌机械工程学报*, 2020, 38(12): 1245-1250(in chinese))
- [5] Yu K X, Shang Q L, Wu X, et al. Analysis of cavitation for orifice plates[J]. *China Mechanical Engineering*, 2021, 32(03): 290-296 (俞轲鑫, 尚群立, 吴欣. 节流孔板空化特性分析[J]. *中国机械工程*, 2021, 32(03): 290-296(in chinese))
- [6] Fang Liang, Xiaogang Xu, Anjun Li, et al. Numerical investigation on the flow characteristics and choking mechanism of cavitation-induced choked flow in a Venturi reactor[J]. *Chemical Engineering Journal*, 2021: 423
- [7] Andrea Cioncolini, Fabio Scenini, Jonathan Duff, et al. Choked cavitation in micro-orifices: an experimental study[J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2016, 74: 49-57
- [8] Zhou B, Zhang Y N, Wang L L, et al. Study on crack growth mechanism of wind turbine blade based on fluid solid coupling[J]. *Fluid Machinery*, 2017, 45(08): 19-23 (周勃, 张亚楠, 王琳琳, 等. 基于流固耦合的风力机叶片裂纹扩展机理研究[J]. *流体机械*, 2017, 45(08): 19-23(in chinese))
- [9] Mao Y X, Wang Y Z, Li T, et al. Research on the effect of asymmetric duct on the ship propeller cavitation performance[J/OL]. *Journal of Harbin Engineering University*: 1-8[2021-05-27] (毛翼轩, 王英铸, 李涛, 等. 不对称导管对船后桨空化性能的影响[J/OL]. *哈尔滨工程大学学报*: 1-8[2021-05-27](in chinese))
- [10] Yu X L, Wang S J, Yuan P, et al. The study on the applicability of two turbulence models in the tidal turbine[J]. *Periodical of Ocean University of China*, 2019, 49(02): 114-120 (于晓丽, 王树杰, 袁鹏, 等. 两种湍流模型在潮流能水轮机数值模拟中的适用性研究[J]. *中国海洋大学学报 (自然科学版)*, 2019, 49(02): 114-120(in chinese))
- [11] Tong C B, Zhou Z X, Yan Q X, et al. Air admission feature and discharge coefficient of fixed conical valve[J]. *Journal of System Simulation*, 2018, 30(08): 3188-3197 (童成彪, 周志雄, 阎秋霞. 固定锥形阀的补气及排放系数研究[J]. *系统仿真学报*, 2018, 30(08): 3188-3197(in chinese))
- [12] Fu Y, Long Y, Long X P, et al. Simulation research on flow in air flotation contact zone based on different multi-phase flow models[J]. *Editorial Board of Journal of Hydrodynamics et al*, 2019: 341-346 (伏雨, 龙云, 龙新平. 基于不同多相流模型的气浮接触区流动的模拟研究[J]. 《水动力学研究与进展》编委会等, 2019: 341-346(in chinese))
- [13] IEC60534 SA-RP 7523-1995-Considerations for Evaluating Control Valve Cavitation
- [14] GB/T 17213.2-2005 Industrial-process control valves-Part 2-1 : Flow capacity-Sizing equations for fluid flow under installed conditions (GB/T 17213.2-2005 工业过程控制阀 第2-1 部分 安装条件下流体流量系数的计算(in chinese))
- [15] GB/T 17213.9-2005 Industrial-process control valves-Part 2-3: Flow capacity-Test procedures (GB/T 17213.9-2005 工业过程控制阀 第2-3部分流通能力试验程序(in chinese))