

典型截止节流阀空化特性分析

王芊婷¹ 王均宇¹ 张克鹏^{2,3} 宋永兴^{1,3*} 张林华¹ 李建军³

(1. 山东建筑大学热能工程学院 济南 250101; 2. 浙江大学能源工程学院 杭州 310013;
3. 浙江盾安人工环境股份有限公司 浙江 311835)

Analysis of Cavitation Characteristics of Stop Throttle Valve

WANG Qianting¹, WANG Junyu¹, ZHANG Kepeng^{2,3}, SONG Yongxing^{1,3*}, ZHANG Linhua¹, LI Jianjun³

(1. School of Thermal Engineering, Shandong Jianzhu University, Jinan 250101, China; 2. College of Energy Engineering, Zhejiang University, Hangzhou 310013, China; 3. Zhejiang DunAn Artificial Environmental Equipment Co., Ltd., Zhejiang 311835, China)

Abstract The throttle valve is a very important control element in the refrigeration cycle. Relying on the movement of the valve core and valve body to change the beam section to achieve the purpose of the throttle. During the operation process, the stop throttle valve is prone to cavitation in the valve, causing the vibration of the valve body and the valve core to produce noise and seriously affecting the working efficiency and service life of the valve. Therefore, it is of great significance to study the cavitation characteristics in the valve. This paper studies the influence of the valve core position and the inlet pressure on the inlet flow velocity, and calculates the pressure distribution, cavitation distribution and flow velocity distribution. The results show that as the distance between the valve seat and the valve stem increases, the cavitation decreases, as the inlet pressure and the inlet velocity increase, the cavitation increases.

Keywords Stop throttle valve, Valve core position, Entry condition, Cavitation characteristics, Numerical simulation

摘要 截止节流阀是制冷循环中重要的控制元件,依靠阀芯及阀体的运动从而改变流束截面达到节流的目的。截止节流阀在运行过程中阀内容易出现空化现象,引起阀体及阀芯的震动产生噪声,严重影响阀门的工作效率及使用寿命。因此研究截止节流阀内流场空化特性意义重大。文章基于CFD研究了阀芯位置、入口压力、入口流速对截止节流阀内部流场的影响,通过数值计算得出内部流场的压力分布、空化分布、流速分布。研究结果表明:随着阀座与阀芯之间距离的增加,空化程度减弱;随着入口压力的增大,压降增大,阀内的最大体积分数从0.7增大到0.9,空化区域扩大,空化程度愈发强烈。在不同入口流速的工况下阀内空化区域主要分布于阀座与阀芯附近,且入口流速增大,空化区域扩大,空化程度更剧烈。

关键词 截止节流阀 阀芯位置 入口条件 空化特性 数值模拟

中图分类号: TB533 文献标识码: A doi: [10.13922/j.cnki.cjvst.202210022](https://doi.org/10.13922/j.cnki.cjvst.202210022)

截止节流阀是制冷循环的重要元件,其主要功能是降低从压缩机出口流出的制冷剂的压力,它的存在保证了制冷循环的正常进行。在截止节流阀节流降压过程中,阀内不可避免的会产生空化现象。空泡的形成到溃灭的过程虽然短暂,但是也会产生强大的冲击力,这样的冲击力会对阀芯和阀座造成破坏。当阀门内的空化现象达到一定程度时,会造

成阀门损坏或泄漏。除此,空泡的溃灭会伴随噪声,噪声过大会影响工作环境。

目前已有多名学者对节流阀的空化特性展开了研究。冀宏等^[1]学者分析了V型、U型节流槽中的压力分布与空化特性,从而得出空化特性与压力分布有关的结论。Hiroki等^[2]研究了针阀与喷嘴囊室之间的空化和涡旋的关系,并得出相关结论。陆

收稿日期: 2022-10-31

基金项目: 山东省自然科学基金项目(ZR2021QE157); 山东省高等学校青创人才引育计划项目(0031801); 山东建筑大学博士启动基金项目(X19057Z0101)

*联系人: E-mail: songyongxing19@sdjzu.edu.cn

亮等^[3]学者经过研究得出在入口压力在正弦波型波动的条件下,非定常空化过程和流场物理参数变化呈现周期性变化特征的结论。刘秀梅等^[4]研究了不同空化阶段对节流阀内速度场的影响差异。Yang 等^[5]对截止阀内部的介质流动和空化现象进行了研究。Liu 等^[6]发现截止节流阀中最先出现空化的部位为节流孔处,因空化产生的空泡会对下游流道造成损坏。除此之外,空化现象还容易出现在阀杆顶部及阀座和通道连接的拐角处^[7]。于今等^[8]通过研究板式节流阀的内部流场,指出及阀出口处的漩涡导致阀芯及阀体震动。根据国内外关于空化形成理论的研究可知,阀内流场压力分布是影响空泡形成、发育、溃灭的直接因素^[9]。

截止节流阀内部出现空化的原因是:阀门内部结构复杂,使流体的压力改变。当真空度达到一定数值时,流体出现过饱和现象,大量空泡分离^[10]。这些空泡会随流体压力的变化在阀门内部剧烈震动。对于不同类型的阀门,其空化特性存在差异。影响阀内空化的强度的参数主要包括阀门开度、阀门前后的边界条件、结构参数等^[11]。虽然现有关于空化特性的研究已经取得一定的进展,但关于直角式节流阀的内部流场及空化特性的研究,还存在空缺。本文以截止节流阀为研究对象,旨在研究阀芯位置、入口压力、入口流速对截止节流阀内空化现象的影响规律。

1 模型选择

1.1 研究对象及几何模型

本文以截止节流阀为研究对象对其流场特性进行研究,图1所示是截止节流阀剖面图,通过反向建模得到计算流体域如图2所示。在制冷循环中,流体从截止节流阀下端流入,在右端流出。部分流体因进出口压力的影响会回流,为避免流体回流对仿真结果的影响,适当加长入口、出口流道长度,从而使得计算结果更加精确。

1.2 网格无关性分析

计算结果的准确性与网格数量和质量关系密切^[12]。网格划分时,阀芯及阀座处结构复杂,对计算的精度要求较高,为了确保计算的准确度,在阀芯及阀座处对网格进行加密处理。依照以上要求划分网格,得到五种网格数不同的模型如图3,五类模型均在阀芯及阀座处对网格进行了加密处理。同

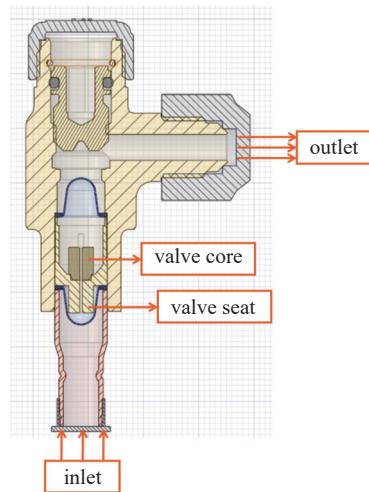


图1 截止节流阀模型剖面图

Fig. 1 Cut-off throttle model profile

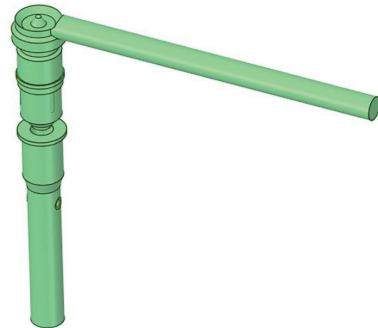


图2 截止节流阀流道模型

Fig. 2 Cut-off throttle flow channel model

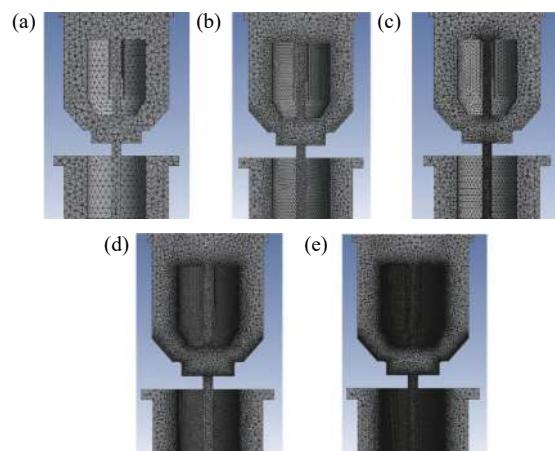


图3 网格模型对比图 (a) 28.6 万; (b) 40.5 万; (c) 53.9 万;
(d) 87.6 万; (e) 112.8 万

Fig. 3 Grid model contrast diagram (a) 286 thousand; (b) 405 thousand; (c) 539 thousand; (d) 876 thousand; (e) 1 million and 128 thousand

时在节流进步出口处分别设置监测点以判断计算结果是否收敛,监测点位置如图4所示。

网格过密会影响计算速度,网格数量太少会使

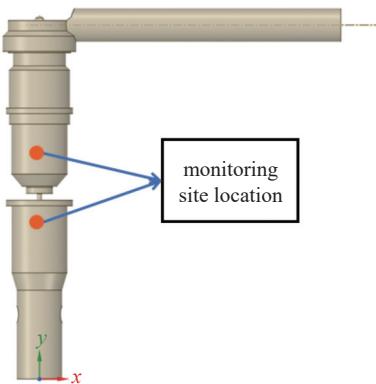


图4 监测点位置

Fig. 4 Monitoring site location

计算结果产生较大误差^[13]。因此在计算之前对网格密度进行无关性检验,表1为网格无关性检验表。随着网格数量的增加,不同尺寸网格下的截止节流阀出口流量逐渐趋于稳定,网格数量为40.5万时,出口流量相对误差为0.435%,这就可认为在考虑计算经济性以及时间成本的情况下,选用40.5万的网格对计算结果影响不大,因此选择40.5万的网格进行计算。

表1 网格无关性分析

Tab. 1 Grid-independent analysis

网格	网格数	出口流量/(kg/s)	误差/%
方案 1	28.6 万	0.213537	2.054
方案 2	40.5 万	0.209152	0.435
方案 3	53.9 万	0.208941	0.331
方案 4	87.6 万	0.208662	0.199
方案 5	112.8 万	0.208254	0.002

1.3 计算模型

1.3.1 控制方程

由换热器流入截止节流阀的制冷剂为液态,流出截止节流阀的制冷剂同时存在气液两种状态,因阀内出现空化现象,产生大量空泡,出口流体流态为湍流。因此,设置主相为液相,次相为气相。根据以上条件列出流体力学基本方程^[14]。

质量守恒方程、能量守恒方程、动量守恒方程分别由式(1)~(3)表示为:

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

$$\rho \frac{\partial(\rho T)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v} T) = \nabla \left(\frac{k}{c_p} \text{grad} T \right) + S_T \quad (2)$$

$$\left[\frac{\partial v}{\partial t} + (V \cdot \nabla) V \right] = \rho f - \nabla p + \mu \nabla^2 \quad (3)$$

式中 u, v, w 分别为 x, y, z 方向的速度矢量, m/s; ρ 为流体的密度, kg/m³; μ 为流体的运动粘性系数, Pa·s; ∇p 为压差力, Pa; f 为体积, m³; V 为流体的矢量流速, m/s; c_p 为定压比热容, J/(kg·K); T 为温度, K; k 为流体的传热系数, W/(m·K); \vec{v} 是来流的速度矢量; S_T 为流体的内热源及由粘性作用流体机械能的部分。

1.3.2 空化模型

液体中机械振动使其内部压强发生变化,当压力降低时候流体内部或者在一些流固界面上会出现结构断裂从而形成空腔,这种形成空腔的过程便称为空化^[15]。通过对比两种空化模型,考虑到气液两相之间的相变过程和湍流压力脉动对气化压力的影响,选择 Schnerr-Sauer 模型进行计算。

1.3.3 湍流模型

目前国内外学者对节流阀内空化进行数值模拟时常用的湍流模型主要有:标准 $k-\epsilon$ 模型、RNG $k-\epsilon$ 模型及其修正模型^[16]。因此合理选择湍流模型及空化模型对精确分析空化流动特性具有重要影响。流体流过节流阀,流速增大,绝大部分流体流动属于紊流流动,且雷诺数大。在射流方面双方程中的 $k-\epsilon$ 模型表现较好,而阀口处的油液流动属于高速射流,因此在湍流模型方面,本文选择 Realizable $k-\epsilon$ 模型。

1.3.4 多相流模型

考虑到本文计算较为简单,不需要很高精度就可以满足研究需要,为节省计算成本,采用 VOF (Volume of Fluid) 模型或者混合模型。VOF 模型一般用于计算不能互相掺混的流体流动^[17]。混合物模型用于计算多相流。相较于 VOF 模型,混合模型的优势在于在体积浓度大于 10% 的流动问题中,两相流体可相互掺混,更适用于两相流动。因此,最终选择混合模型。

1.4 边界条件与初始条件

介质采用制冷剂 R134A,详细物理属性见表2,为判断计算结果的收敛与否,在阀芯进出口处分别设置一监测点监测阀内压力脉动,如图4所示。由于截止节流阀的结构稳定,其内部流动状态完全取决于进出口边界条件。壁面条件设置为绝热且无滑移且流体与壁面无热交换。表3、表4、表5 分别为阀芯位置不同、入口压力不同、入口流速不同的进出口边界条件。以瞬态进行计算,时间步长设为

表2 R134A物理属性表

Tab. 2 R134A physical properties

参数	密度/kg/m ³	定压比热/J/(kg·K)	导热系数/W/(m·K)	动力粘度/kg/(m·s)	分子量/kg/Kmol	蒸汽压/Pa
5℃ 液相	1278.07	1355.2	0.0898	0.000250109	102.032	349700
5℃ 气相	17.1309	920.6	0.012	1.09111e-5	102.032	349700
15℃ 液相	1106.266	1615.2	0.0946	0.000133858	72.6	1188100
15℃ 气相	43.2302	1245.4	0.0133	1.28134e-05	72.6	1188100

表3 不同阀芯位置的边界条件

Tab. 3 Boundary conditions for the different valve core positions

工况	阀芯与阀座距离/cm	入口流速/(m/s)	出口压力/MPa	入口温度/℃	出口温度/℃
(1)	2.38	5	0.5	15	5
(2)	4.76	5	0.5	15	5
(3)	7.14	5	0.5	15	5
(4)	9.52	5	0.5	15	5
(5)	11.9	5	0.5	15	5

表4 入口压力不同的边界条件

Tab. 4 Boundary conditions with different inlet pressures

工况	入口压力/MPa	出口压力/MPa	入口温度/℃	出口温度/℃
(1)	3	1.2	15	5
(2)	3.5	1.2	15	5
(3)	4	1.2	15	5

表5 入口流速不同的进出口边界条件

Tab. 5 Import and export boundary conditions with different inlet flow rates

工况	入口流速/(m/s)	出口压力/MPa	入口温度/℃	出口温度/℃
(1)	5	0.5	15.2	11.1
(2)	10	0.5	15.2	11.1
(3)	15	0.5	15.2	11.1
(4)	20	0.5	15.2	11.1

10^{-5} s, 阀芯位置不同、入口流速不同设置流速入口、压力出口, 入口压力不同设置压力入口、压力出口。

2 结果及分析

较高的相对流速是导致压强降低及出现低压区的主要因素^[18]。压力小于某一特定值就会出现空化现象, 因此阀内最小压力值也是衡量空化现象的重要参数^[18]。空化现象的出现与流体流速的增加以及流体压力的降低有关, 因此分析研究阀内速度场、压力场对于截止节流阀空化特性的研究具有重大意义。

2.1 阀芯位置对内部流场的影响

2.1.1 速度场

截止节流阀通过阀芯和节流孔来实现节流降压作用, 阀芯位置对阀内速度分布有一定影响。图5所示是不同阀芯位置下的速度分布图。从图中可以看出, 阀内速度梯度主要分布于两处位置: 一是流体从入口流道流入出口流道处即流体流经阀座处, 二是流体流经阀芯处。流体流经阀座时, 流束截面突然减小, 流速从5 m/s急剧增加至200 m/s; 流经阀芯时, 流束截面再一次急剧缩小, 流速再一次急剧增加, 此时流速达到最大, 产生的高速射流从阀芯喷射而出, 流出阀芯后流体的截面面积增大, 流速减小。阀芯位置对阀内速度场的分布规律有一定影响, 随着阀芯从距阀座2.38 cm上移至11.9 cm, 阀芯出口端的速度越小。较高的相对流速是导致压强降低并出现空化现象的主要原因^[19], 在速度急剧增大的区域流体压强较小, 容易产生空化现象, 因此由速度场的结果可得出在阀芯附近以及阀芯与阀座之间空化现象剧烈。又因流出阀芯的速度随阀芯与阀座之间的距离的增大而减小, 阀芯出口处的空化强度也会随之减弱。

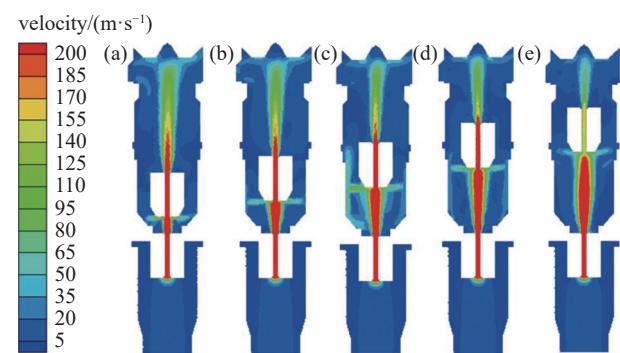


图5 不同阀芯位置下的速度分布图

Fig. 5 Speed distribution diagram at different spool locations
(a) $\Delta d=2.38$ cm; (b) $\Delta d=4.76$ cm; (c) $\Delta d=7.14$ cm; (d) $\Delta d=9.52$ cm; (e) $\Delta d=11.9$ cm

2.1.2 压力场

图6是不同阀芯位置下的压力分布图, 如图所

示:高压区主要分布于入口流道下部且压力恒定,压力值位于1.41至1.50之间;压力较低区域分布在入口流道上部,压力值位于0.38 MPa至1.31 MPa之间;低压区主要分布在阀芯与阀座之间,压力值位于0.4 MPa至0.28 MPa之间。压降主要分布于阀座及阀芯出口处(见图7),随着阀芯从距阀座2.38 cm上移至11.9 cm,在阀座及阀芯出口处的压降越小,最小压力也随之增大。空化区域应与产生压降位置一致,由压力场的结果可得出空化区域主要分布于阀座于阀芯之间及阀芯出口处,并且随着阀座与阀芯距离的增加,压降越小;最小压力增大,从而真空值减小,因此可认为空化程度也逐渐减弱。

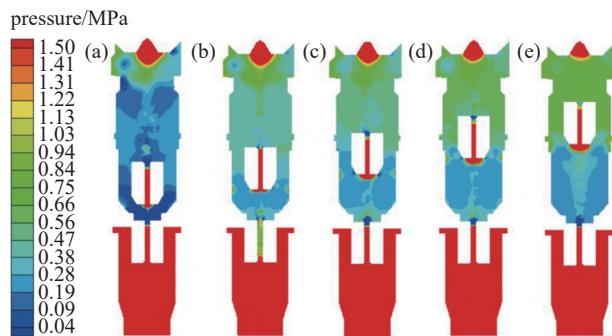


图6 不同阀芯位置下的压力分布图

Fig. 6 Pressure distribution diagram at different spool locations (a) $\Delta d=2.38 \text{ cm}$; (b) $\Delta d=4.76 \text{ cm}$; (c) $\Delta d=7.14 \text{ cm}$; (d) $\Delta d=9.52 \text{ cm}$; (e) $\Delta d=11.9 \text{ cm}$

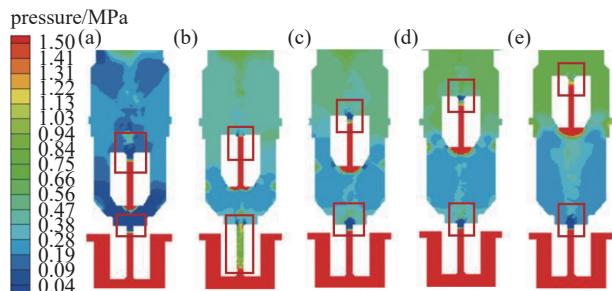


图7 不同阀芯位置下的压降分布图

Fig. 7 Distribution at different spool locations (a) $\Delta d=2.38 \text{ cm}$; (b) $\Delta d=4.76 \text{ cm}$; (c) $\Delta d=7.14 \text{ cm}$; (d) $\Delta d=9.52 \text{ cm}$; (e) $\Delta d=11.9 \text{ cm}$

2.1.3 空化域

阀芯上移会改变阀门内部的压力分布,进而影响阀内的空化特性。图8是不同阀芯位置下的气相体积分数分布图,如图可得:阀内绝大部分区域气相体积分数很小且恒定,只有阀芯于阀座之间的区域气相体积分数较大,因此可认为空化现象主要发

生在阀芯与阀座之间的区域附近以及阀芯出口(见图9)。随着阀芯从距阀座2.38 cm上移至11.9 cm,阀芯与阀座之间的空间扩大,因此阀内空化区域扩大。但由于阀芯上移导致阀内压力升高,阀内部的空化程度逐渐减弱。工况(1)、(2)、(3)下的流体流过阀芯后仍然出现空化现象,因气相体积分数较低,均不超过0.35,可认为此处空化程度较弱。工况(4)、(5)的结果显示阀芯出口处气相体积分数很低,接近0.05,可认为此处没有出现空化现象。

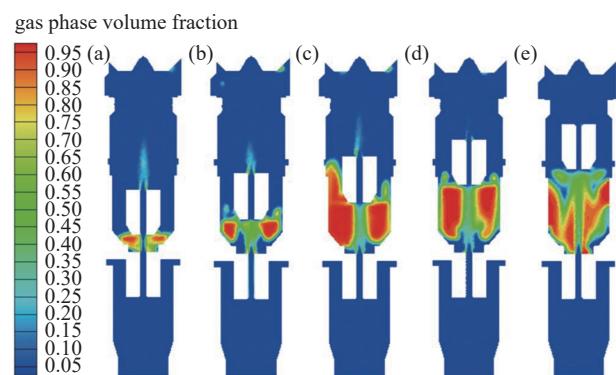


图8 不同阀芯位置下的气相体积分数分布图

Fig. 8 Distribution diagram of gas phase volume fraction at different valve core locations (a) $\Delta d=2.38 \text{ cm}$; (b) $\Delta d=4.76 \text{ cm}$; (c) $\Delta d=7.14 \text{ cm}$; (d) $\Delta d=9.52 \text{ cm}$; (e) $\Delta d=11.9 \text{ cm}$

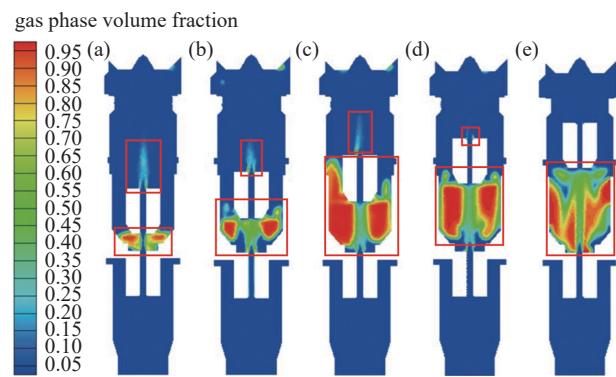


图9 不同阀芯位置下空化发生处图

Fig. 9 Cavitation occurrence at different valve core positions (a) $\Delta d=2.38 \text{ cm}$; (b) $\Delta d=4.76 \text{ cm}$; (c) $\Delta d=7.14 \text{ cm}$; (d) $\Delta d=9.52 \text{ cm}$; (e) $\Delta d=11.9 \text{ cm}$

2.2 入口压力对内部流场的影响

2.2.1 速度场分析

入口压力的改变进而使阀门进出口压差改变。增大进出口压差会导致阀内流速增大。图10是不同入口压力下的速度分布图,图中结果所示:阀内出现速度梯度主要分布在流体从入口流道流入出

口流道处。流体在流经阀座时,流束截面突然缩小,流速急剧增加,流体以射流的形态从阀座喷射出,流出阀座后,流束截面增加,流速再次减小。随着入口压力的增加,流体流速增加越大。入口压力的增大使阀座出口处的速度梯度及相对流速增大,进而导致阀内真空值增大,在这种情况下,阀内容易出现低压区。由速度场的结果可推测出空化区域主要分布于阀座与阀芯之间,且随着入口流速的增大,空化程度越强。

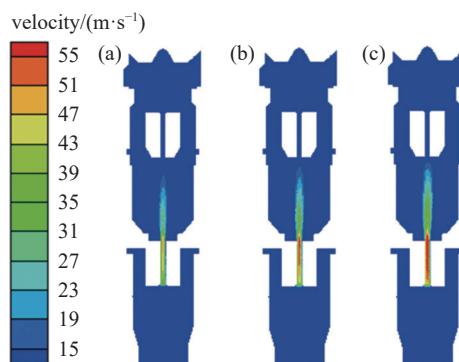


图10 不同入口压力下的速度分布图

Fig. 10 Plot of the velocity distribution at different inlet pressures (a) $p=3$ MPa; (b) $p=3.5$ MPa; (c) $p=4$ MPa

2.2.2 压力场分析

图11是不同入口压力下的压力分布图,如图所示:高压区分布在阀入口流道,压力值位于2.8 MPa至3.4 MPa之间;低压区分布在阀下游流道,压力值位于1.0 MPa至1.4 MPa之间。压降主要分布在阀座及阀芯处。阀内压力变化发生在两处:一是在流体流经阀座处;二是流体流经阀芯处。流体流经阀座时,三种计算结果相差不大。流体流经阀芯时,三组实验的结果有显著不同。随着入口压力增

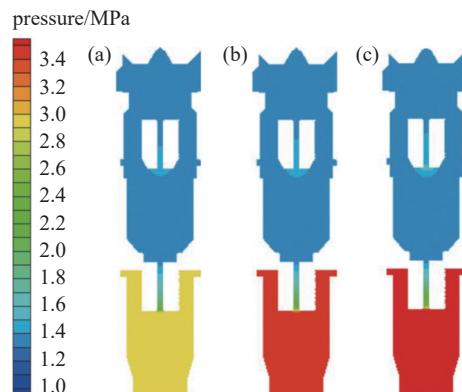


图11 不同入口压力下的压力分布图

Fig. 11 Plot of the pressure distribution at different inlet pressures (a) $p=3$ MPa; (b) $p=3.5$ MPa; (c) $p=4$ MPa

大,流经阀芯处的压降也逐渐增大,由此可推断随着入口压力的增大,空化强度也增大。

2.2.3 空化域分析

入口压力的改变导致阀内压力分布的改变,影响阀门内真空值的分布。图12是不同出口压力下的气相体积分数分布图,将其局部放大后的得到图13不同入口压力下节流区域的气相体积分数分布图,如图所示,三种工况下阀内空化区域主要分布于阀芯与阀座之间,并且随着入口压力增大,阀内空化范围进一步扩大,阀内的最大体积分数从0.7增大到0.9,空化程度愈发强烈。出现这种结果的原因是随着入口压力的增大,阀内最大流速增大,相对流速越大,越容易出现低压区。在阀座出口流体以高速射流喷射而出,阀内空化产生的空泡随流体喷射出。因下游流道流速较小,空泡在阀座出口、及部分下游流道壁面堆积。

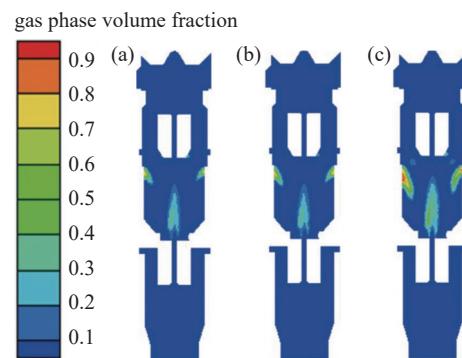


图12 不同入口压力下气相体积分数分布图

Fig. 12 Distribution diagram of gas phase volume fraction at different inlet pressure (a) $p=3$ MPa; (b) $p=3.5$ MPa; (c) $p=4$ MPa

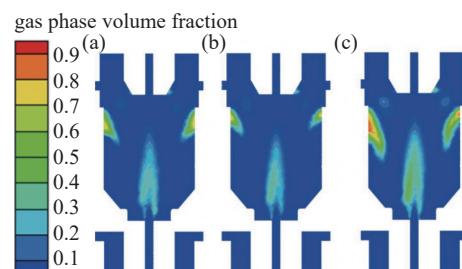


图13 不同入口压力下节流区域的气相体积分数分布图

Fig. 13 Distribution diagram of gas phase volume fraction in the throttle region under different inlet pressures (a) $p=3$ MPa; (b) $p=3.5$ MPa; (c) $p=4$ MPa

2.3 入口流速对内部流场影响

2.3.1 速度场

入口流速是影响流场分布的重要因素之一,

图 14 所示是不同入口流速下的速度场分布。四种工况下流体流速均在流经阀座及阀芯前后明显变化, 流体流经阀座时流速增大, 之后流速逐渐减小。随着入口流速增大, 四组实验显示阀内流速变化有明显差异。工况(1)下速度梯度只分布于流体流经阀座处, 其余三种工况下速度梯度分布于阀内两处: 流体流经阀座处及流体流经阀芯处。工况(1)中显示流体流经阀座后流速逐渐减小, 在进入阀芯前流速近乎减小至与周围流体流速相同; 工况(2)、(3)、(4)下流体流经阀座后流速仍然大于周围流体流速, 在流过阀芯才逐渐减小至与周围流体流速近乎相同。随着入口流速的增大, 阀内速度梯度分布区域逐渐扩大, 速度梯度增大。由速度场的结果可知空化区域应出现于速度梯度分布处。

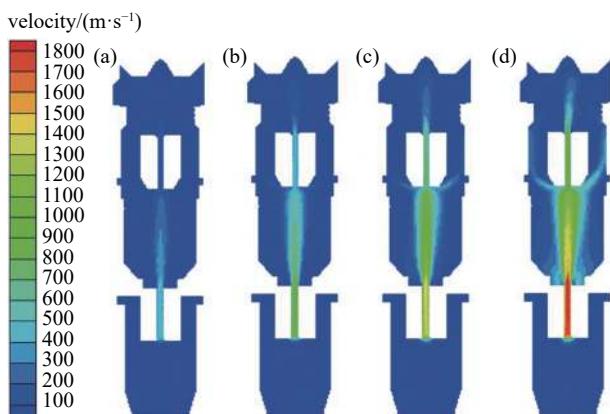


图 14 不同入口流速下的速度分布图

Fig. 14 Plot of the velocity distribution at different inlet flow rates (a) $v=5 \text{ m/s}$; (b) $v=10 \text{ m/s}$; (c) $v=15 \text{ m/s}$; (d) $v=20 \text{ m/s}$

2.3.2 压力场

图 15 所示是不同入口流速下的压力分布, 从图中可以看出截止节流阀入口流道主要为高压区且压力恒定, 压力值大于 30.3 MPa。截止节流阀出口主要为低压区, 压力值位于 0.04 MPa 至 4.64 MPa 之间。压降主要分布在阀座出口及阀芯处, 在阀座及阀芯四组实验中压降均有明显差别。入口流速越大, 压降越大。由压力场得结果可推断空化区域应分布于阀座及阀芯附近, 且随入口流速的增大, 空化程度越剧烈。

2.3.3 空化域

入口流速对阀内空化特性存在一定影响。图 16 是不同入口流速下的气相体积分数分布图由图可得随入口流速增大, 气相体积分数位于 0.9 至

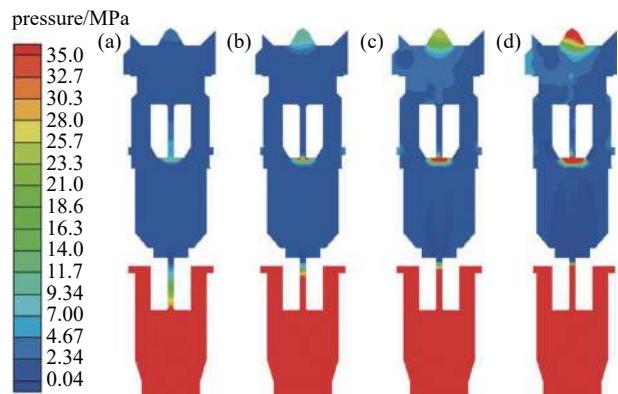


图 15 不同入口流速下的压力分布图

Fig. 15 Diagram of the pressure distribution at different inlet flow rates (a) $v=5 \text{ m/s}$; (b) $v=10 \text{ m/s}$; (c) $v=15 \text{ m/s}$; (d) $v=20 \text{ m/s}$

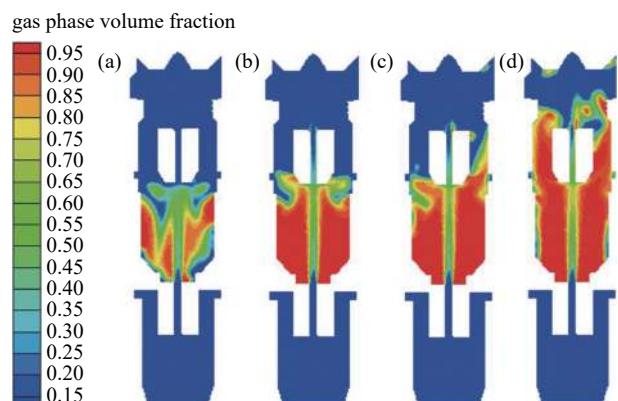


图 16 不同入口流速下的气相体积分数分布图

Fig. 16 Distribution diagram of gas phase volume fraction at different inlet flow rates (a) $v=5 \text{ m/s}$; (b) $v=10 \text{ m/s}$; (c) $v=15 \text{ m/s}$; (d) $v=20 \text{ m/s}$

0.95 之间的区域扩大, 且该区域内气相体积分数数值随之增大, 因此可以认为随着入口流速的增大, 阀内空化区域进一步扩大, 空化程度越剧烈。从阀座射出的流体中心区域空化程度较弱, 靠近壁面空化程度较强。出现这种结果的原因是入口流速的增大导致阀门内部的压力逐渐减小, 真空值增大。在阀座出口, 流体为高速射流, 流体中心区域紊乱程度较低, 高速射流碰到壁面后在壁面附近出现高湍度区, 紊乱程度更大。

3 结论

本文研究了芯位置、入口压力、入口流速对截止节流阀内部流场的影响, 发现阀芯位置、入口压力、入口流速对截止节流阀内部压力场、速度场、空化区域影响较大, 因而得出以下结论:

(1)改变阀芯位置,几种工况条件下阀内空化区域主要分布于阀座与阀芯之间及阀芯出口处,在阀座及阀芯出口处的压降越小随着阀芯到阀座的距离逐渐增加,流出阀芯的速度越小,在阀座及阀芯出口处的压降越小,空化程度也逐渐减弱。

(2)在不同入口压力工况下阀内空化区域主要分布于阀芯附近,且随着入口压力的增大,阀座出口速度梯度越大,压降越大,空化区域逐渐扩大,阀内的最大体积分数从0.7增大到0.9,空化程度愈发强烈。

(3)在不同入口流速的工况下阀内空化区域主要分布于阀座与阀芯之间及阀芯出口处,且随着入口流速的增大,空化区域扩大,空化程度更剧烈。

参 考 文 献

- [1] Ji Hong, Fu Xin, Yang Huayong, et al. Study on noise characteristics of throttle valve orifice[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2004(11): 42–46 (冀宏, 傅新, 杨华勇, 等. 节流槽型阀门噪声特性试验研究[J]. *机械工程学报*, 2004(11): 42–46(in chinese))
- [2] Hiroki W, Masataka N, Tomohiro H, et al. Visualization analysis or relationship between vortex flow and cavitation behavior in diesel nozzle[J]. *International Journal of Engine Research*, 2015, 16(1): 5–2
- [3] Lu Liang. Cavitation flow and noise in the hydraulic throttle valve[J]. Zhejiang University, 2012 (陆亮. 液压节流阀中的空化流动与噪声[D]. 浙江大学, 2012(in chinese))
- [4] Liu Xiumei, Xu Huawei, Li Beibei, et al. Numerical analysis of the unsteady cavitation characteristics in the hydraulic throttle valve[J]. *Vibration and Impact*, 2019, 38(03): 89–95 (刘秀梅, 徐化文, 李贝贝, 等. 液压节流阀内非定常空化特性的数值分析[J]. *振动与冲击*, 2019, 38(03): 89–95(in chinese))
- [5] Yang Longjie, Xiang Guangwu, Sun Xiwang, et al. Study on the medium flow and cavitation characteristics inside the stop valve[J]. *Southern Agricultural Machinery*, 2022, 53(14): 69–70+74 (杨隆杰, 项光武, 孙希望, 等. 截止阀内部的介质流动和空化特性研究[J]. *南方农机*, 2022, 53(14): 69–70+74(in chinese))
- [6] Liu X, He J, Zhao J, et al. Biofluid flow through a throttle valve: a computational fluid dynamics study of cavitation[J]. *Journal of Mechanics in Medicine and Biology*, 2016, 16(3): 1650034
- [7] Li B, Li W, Jiao M, et al. Analysis of cavitation character-
- istics in throttle valve with different structure parameters [J]. *Journal of Mechanics in Medicine and Biology*, 2017, 17(3): 1750047
- [8] Yu Jin, Liu Chen. Pipeline vibration analysis based on the internal flow field of the throttle valve[J]. *Fluid transmission and control*, 2012(54): 21–23 (于今, 刘郴. 基于节流阀内流场的管道振动分析[J]. *流体传动与控制*, 2012(54): 21–23(in chinese))
- [9] Chen Chao, Xie Jiangang, Liu Hai. Study on the effect of the new hydraulic throttle valve on inhibiting cavitation [J]. *Mechanical Design and Manufacture*, 2017(311): 58–61 (陈超, 谢剑刚, 刘海. 液压新型节流阀抑制空化的效果研究[J]. *机械设计与制造*, 2017(311): 58–61(in chinese))
- [10] He Jie, Li Wenhua, Li Huaiyi, et al. Effect of back pressure in a tapered throttle valve on the cavitation flow field[J]. *Fluid Machinery*, 2018, 46(02): 41–45 (贺杰, 李文华, 李怀义, 等. 锥形节流阀中背压对空化流场的影响[J]. *流体机械*, 2018, 46(02): 41–45(in chinese))
- [11] Gao Zhixin. Research on the occurrence mechanism and inhibition method of cavitation in the valve[D]. Zhejiang University, 2019 (高志新. 阀内节流处的空化发生机理与抑制方法研究[D]. 浙江大学, 2019(in chinese))
- [12] Peng Huaili. Numerical study of the cavitation flow inside the high-pressure nozzle[D]. Harbin Engineering University, 2017 (彭怀利. 高压喷嘴内部空化流动的数值研究[D]. 哈尔滨工程大学, 2017(in chinese))
- [13] He Jie, Liu Xiumei, Li Beibei, et al. Effect of the slot depth on the cavitation flow field of the U-type throttle valve[J]. *Drainage and Irrigation Mechanical Engineering*, 2018, 36(06): 517–523 (贺杰, 刘秀梅, 李贝贝, 等. 槽口深度对U型节流阀空化流场的影响[J]. *排灌机械工程学报*, 2018, 36(06): 517–523(in chinese))
- [14] Li Senlin, Yang Shengqing, Wang Suyan, et al. Based on Fluent to explore the impact damage of polluting particles by the throttle valve[J]. *Hydraulic Pneumatic and Seal*, 2022, 42(01): 30–36 (李森林, 杨胜清, 王素燕, 等. 基于Fluent探究污染颗粒对节流阀的冲蚀破坏[J]. *液压气动与密封*, 2022, 42(01): 30–36(in chinese))
- [15] Long Zheng, Zhang Tingting, Wang Panda, et al. Numerical analysis of cavitation characteristics at small opening of throttle valve[J]. *Automation in Manufacturing Industry*, 2014, 36(07): 56–58+71 (龙正, 张婷婷, 王攀达, 等. 节流阀小开度下空化特性的数值分析[J]. *制造业自动化*, 2014, 36(07): 56–58+71(in chinese))
- [16] Zong Baochao. Study on the characteristics of water hy-

draulic throttle[D]. Harbin Engineering University, 2017
(宗宝超. 阀座仿生引流式水液压节流阀特性研究[D].
哈尔滨工程大学, 2017(in chinese))

- [17] Wang Bingyang. Research on cavitation vibration and noise of conical throttle valve[D]. China University of Mining and Technology, 2017 (王冰洋. 锥形节流阀空化振动与噪声研究[D]. 中国矿业大学, 2017(in chinese))
- [18] Long Zheng. Study on the internal cavitation flow characteristics of the hydraulic throttle valve[D]. China Univer-

sity of Mining and Technology, 2014 (龙正. 液压节流阀内部空化流动特性的研究[D]. 中国矿业大学, 2014(in chinese))

- [19] Zheng Zhijian, Lu Bo, Hui Weian, et al. Numerical analysis of flow field characteristics of small open throttle valve[J]. *Hydraulic Pneumatic and Seal*, 2012, 32(8): 32–24+26 (郑智剑, 路波, 惠伟安, 等. 小开度节流阀流动场特征及空化流动的数值分析[J]. *液压气动与密封*, 2012, 32(8): 32–24+26(in chinese))