

文章编号: 1000-8608(2019)02-0124-07

基于 Hugoniot 关系的气举阀气嘴流动性能分析

刘承婷*, 刘钢, 闫作秀, 全春玥, 张宪

(东北石油大学 石油工程学院, 黑龙江 大庆 163318)

摘要: 气举阀是气举采油关键部件, 气嘴流动性能是影响气举系统效率的重要因素, 通过 CIPT 实验的方法, 优选合适的气举阀气嘴形状, 结合数值模拟方法确定气嘴内部流动性形态、气嘴内部激波面产生位置和两侧物理参数变化规律, 并对实验数据与数值模拟结果进行了对比分析。研究结果表明: 文丘里气嘴注气比圆台气嘴和圆柱气嘴更稳定, 文丘里气嘴的临界流量对应压力比为 0.92, 圆台气嘴的为 0.82, 圆柱气嘴的为 0.78; 在高压实验条件下, 气举阀气嘴中会产生激波面, 经过激波面后速度降低、压力升高, 变化关系满足 Hugoniot 关系推导式; 圆台气嘴与文丘里气嘴相比, 激波面产生的位置更靠近入口, 产生的激波强度也更高。

关键词: 气举阀; 气嘴; 数值模拟; 超音速流动; Hugoniot

中图分类号: TE93

文献标识码: A

doi: 10.7511/dllgxb201902003

0 引言

气举采油是一种既经济又有效的人工举升方式, 它能够利用油井生产中自产伴生天然气的能量帮助油井举升^[1]。

在气举采油系统中, 气嘴的作用是进行能量转换, 即将地层气体的压能转化为动能, 向外流出形成气流。在能量转换过程中, 一定会存在有用能耗散和能量损失, 其大小直接取决于气嘴几何特征参数及进出口条件, 从而影响气举采气过程的系统举升效率。Yang 等^[2-3]对圆柱气嘴的反推力、推力系数及气嘴内壁压力分布进行深入的研究, 得出气嘴直径及进出口条件对反推力有很大影响。Huang 等^[4-5]对圆柱和圆台气嘴的水射流反推进行了对比分析, 发现在相同条件下, 圆台气嘴的反推力比圆柱气嘴的大。Ling 等^[6]发现流经气嘴的能量损失与特征几何参数及进出口边界条件相关, 它影响气举系统的举升效率, 而且损失的能量主要转化为热力学能和声能, 对气嘴及气举系统的使用寿命和输气性能有很大的危害。Hepguler 等^[7]利用实验数据确定了影响气举阀门性能的重要参数, 并为孔口和节流区提供了一个模型。Li 等^[8]介绍了气举不稳定性, 建立了一

个气举井卸载的瞬态动力学模型, 并建立了 4 个气举阀模型。Almeida^[9]研究了文丘里阀门, 考虑了一些阀门的设计问题, 优化了阀门的几何设计参数, 研究表明文丘里阀门代表了油井气举技术的重大进步。在 Williams 等^[10]确定最佳气举装置设计时, 很多研究人员也将多相(液相和气相)视为同质的单相流。Gilbertson^[11]采用多文丘里管进行实验研究, 研究表明文丘里管存在临界流量, 当到达临界流量时, 无论出口压力变化如何, 流量几乎保持不变。Henry 等^[12]基于单相压缩流通过孔和短管的实验结果, 研究讨论了单组分两相混合物的临界流, 并根据以往研究人员的实验结果, 对这些相互间的过程进行了可信的假设, 使临界压力比作为滞止压力和质量的函数得到了先验的表达式。这个表达式的一个解也会对临界流量产生一个预测。Johnson^[13]研究了空气、氮气、氧气、氢气、氩气、氦气和蒸汽通过喷嘴质量流动的区别和真实气体效应如何改变传统的一维方程这个问题。Fauske^[14]研究了气嘴中的单向流动, 研究表明临界流中运行的压力分布特征都是在喉颈附近的极陡的压力梯度, 然而压力梯度肯定是有限的, 接近最大绝对值, 这些值只取决于临界流量和质量。Schmidt^[15]发明了一种气流控制装置, 用于将

气体注入生产管柱中以回收压力并减少摩擦损失,从而在较低压降和较高生产压力下达到临界流量,该流量控制装置具有与管道压力无关的气体流速性能,即使在管道中压力高达套管压力的 80% 至 93% 也是如此。Kim 等^[16]对喷嘴喉部的直径和喷嘴供应条件进行研究,研究表明临界喷嘴的气流的流量系数和临界压力比主要取决于雷诺数;扩散器角度影响临界压力比。Colucci 等^[17]研究双曲喷嘴几何尺寸对限制冲击式喷气机局部传热系数的影响,结果表明封闭射流的局部传热系数比无约束射流对雷诺数和孔板间距更敏感。

本文以 3 种气嘴作为研究对象,现场实验采用稳定注入压力实验(CIPT)法对气嘴进行过气性能分析,严格按照过流部件尺寸对数值模拟实验网格进行结构网格划分,采用三维全流场数值模拟的方法,分析特征几何尺寸对压力、速度的影响,研究气嘴内的流场流动,最终将数值模拟实验数据与现场实验数据进行对比分析,并将 Hugoniot 关系推导式计算结果与数值模拟结果进行比较。

1 模型建立

1.1 实验模型

实验测试系统主要由空气压缩机(耐压 35 MPa,排量 $14.4 \times 10^4 \text{ m}^3/\text{d}$)、实验台(测试装置、电气自动综合控制系统)、管路计量系统(精度 1.5)、仪表控制系统、数据采集系统(精度 0.5)、放空系统 6 大部分组成。高压气举阀测试装置连接使用流程如图 1(c) 所示。实验时分别将直径为 6.1 mm 的圆柱、圆台、文丘里气嘴装入气举阀,进行过气性能实验,记录升压过程中的入口压力、出口压力和流量等参数,整理在数据表中。由于实验成本昂贵,为验证数值模拟的正确性,将 3 组现场实验数据与模拟结果进行对比。

1.2 数学和物理模型

首先讨论截面积变化对气流参数和截面积变化对整个流动的影响。稳定流动的连续方程为

$$\frac{dp}{\rho} + dA/A + dv/v = 0 \quad (1)$$

稳定理想流动动量方程的微分形式为

$$\frac{dp}{\rho} = \rho dv/v \quad (2)$$

引入

$$Ma^2 = v^2/c^2 = \rho v^2/kp \quad (3)$$

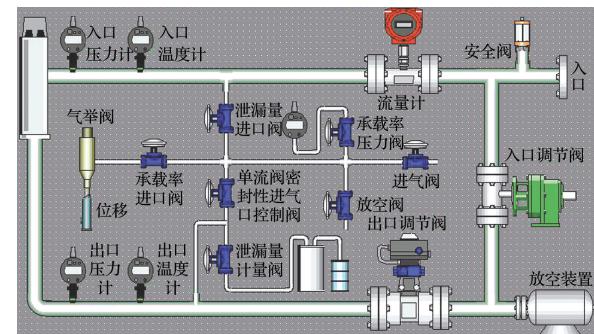
则有

$$\frac{dp}{\rho} + kMa^2 dv/v = 0 \quad (4)$$



(a) 实验工装图

(b) 实验喷嘴图



(c) 地面高压气举阀测试装置流程图

图 1 气举阀实验装置测试装置图

Fig. 1 Test device diagram of gas lift valve experimental setup

绝能流动能量方程的微分形式为

$$dT/T + (k-1)Ma^2 dv/v = 0 \quad (5)$$

引入

$$c_p T = \frac{k}{k-1} RT = \frac{c^2}{k-1} \quad (6)$$

则有

$$c_p dT + d(v^2/2) = 0 \quad (7)$$

气体状态方程的微分形式为

$$dp/p - d\rho/\rho - dT/T = 0 \quad (8)$$

根据 Ma 的定义, $Ma = v/c = v/\sqrt{kRT}$, 取对数并微分, 则有

$$dMa/Ma - dv/v + dT/2T = 0 \quad (9)$$

在上述方程中, 包含 6 个变量 dp/p 、 $d\rho/\rho$ 、 dT/T 、 dv/v 、 dMa/Ma 和 dA/A 。 A 为过流断面面积, m^2 ; p 为压力, Pa ; v 为沿轴线方向速度, m/s ; c 为当地地区声速, m/s ; Ma 为马赫数; k 为常系数; T 为气流温度, K ; c_p 为比定压热容, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; ρ 为流体密度, kg/m^3 。若将 dA/A 看作是独立变量, 则可由上述方程组中解出其余 5 个变量与 dA/A 的关系如下:

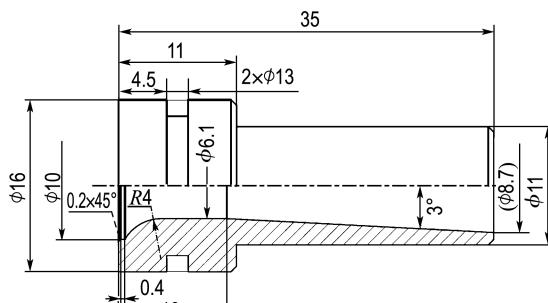
$$\frac{dp}{\rho} = \frac{k Ma^2}{1-Ma^2} \frac{dA}{A} \quad (10)$$

$$\frac{d\rho}{\rho} = \frac{Ma^2}{1-Ma^2} \frac{dA}{A} \quad (11)$$

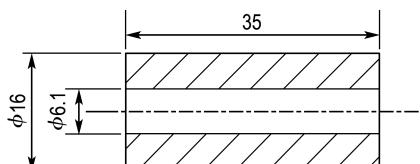
$$\frac{dT}{T} = \frac{(k-1) Ma^2}{1-Ma^2} \frac{dA}{A} \quad (12)$$

$$\frac{dv}{v} = -\frac{1}{1-Ma^2} \frac{dA}{A} \quad (13)$$

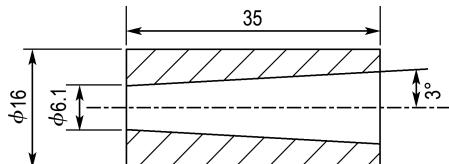
$$\frac{dMa}{Ma} = \frac{1+\frac{k-1}{2}Ma^2}{1-Ma^2} \frac{dA}{A} \quad (14)$$



(a) 文丘里气嘴尺寸



(c) 圆柱气嘴尺寸

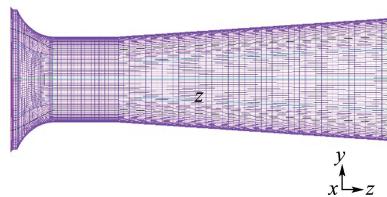


(e) 圆台气嘴尺寸

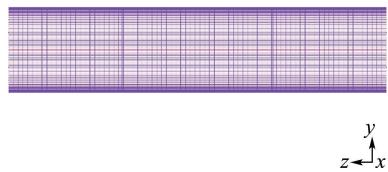
2 数值模拟软件设定

2.1 网格模型建立

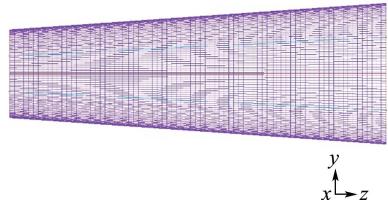
图 2 为气举阀气嘴结构几何模型。模型尺寸按照实际气举阀尺寸设定。



(b) 文丘里气嘴网格划分



(d) 圆柱气嘴网格划分



(f) 圆台气嘴网格划分

图 2 数值模拟几何模型示意图

Fig. 2 Schematic diagram of numerical simulation of geometric model

3 种气嘴网格均采用结构网格, 网格质量均在 0.65 之上, 最小网格体积 $0.83 \times 10^{-9} \text{ m}^3$, 进口与出口设置 6 000 个节点捕捉边界信息。网格数量为 67×10^4 , 节点数为 65×10^4 , 可以满足计算精度要求。

2.2 网格的无关性验证

采用结构网格进行计算, 分块方向和流动方向一致^[18], 网格质量高于 0.65, 设置边界层网格, 计算后得到近壁面网格 $Y^+ \approx 26$, 符合标准型壁面函数要求^[3], 可以很好进行模拟计算。

采用 5 套网格对比, 对网格无关性进行分析^[19], 网格数量依次为 32×10^4 、 46×10^4 、 64×10^4 、 89×10^4 、 120×10^4 。选用入口截面平均压力进行对比, 图 3 显示, 在网格数量较少时, 随网格数量上升, 入口压力也在上升, 超过 64×10^4 时数

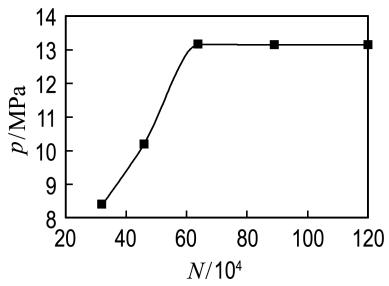


图 3 压力与网格数关系曲线

Fig. 3 Relation curve of pressure versus grid number

值模拟结果相同, 可以排除网格对研究结果的干扰, 但考虑计算成本因素, 后续均采用 64×10^4 网格进行计算。

2.3 模型选取及求解器设定

Pressure Based 耦合求解器很适合求解带有激波的高速空气动力问题, 在 Gradient Option 下

的 Green-Gauss Node Based, 基于节点的 Gauss-Green 函数求梯度的方法比基于控制体中心的精度要高, 特别适合分结构化网格, 所以本文选用 Pressure Based. 湍流模型初始选用标准 $k-\epsilon$ 模型、RNG $k-\epsilon$ 模型、Realizable $k-\epsilon$ 模型、S-A 模型, 计算 1 组 3 种气嘴模型后与已知实验数据对比, 标准 $k-\epsilon$ 模型误差相对最小, 由于数值模拟方法计算量巨大, 后续其他工况选用标准 $k-\epsilon$ 模型. 湍流参数的指定方式(Specification Method)下拉列表中选择湍流强度和水力直径. 对近壁面流场用半经验公式将湍流核心区域与壁面附近的流动连接起来进行求解, 故选用标准壁面函数处理. AUSM 格式提供了对不连续激波提供更高精度的分辨率. 压力速度耦合方法选用 SIMPLEC 方法, 迎风格式选用二阶迎风格式. 亚松弛因子为默认值.

3 模拟结果与讨论

3.1 现场实验数据与数值模拟数据对比分析

图 4 表明, 与实验数据相比数值模拟数据误差 6% 并且趋势一致, 可以认为数值模拟结果正确. 模拟结果表明相同直径不同形状气嘴的过气性能不同, 文丘里气嘴的临界流量对应压力比最大, 在 0.92 以上; 圆台气嘴的临界流量对应压力比稍大, 在 0.82 以上; 圆柱气嘴的临界流量对应压力比最小, 在 0.78 以上. 由于文丘里气嘴的临界流量对应压力比最大, 进出口压差最小, 注气的稳定性最好, 因此文丘里气嘴更适合稳定注气.

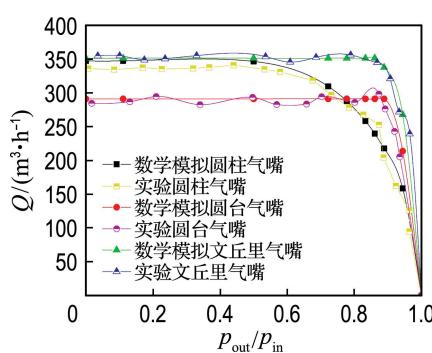


图 4 CIPT 法注入流量和压力比曲线

Fig. 4 CIPT method injection flow and pressure ratio curve

深入研究产生这样物理现象的机理, 提取模拟结果数据, 研究气嘴内部速度、压力分布, 选取中心轴线数据, 绘制图表分析.

图 5 中文丘里气嘴、圆柱气嘴、圆台气嘴压力中心轴线数据图表明, 随着结构的不同压力分布也截然不同: 圆台气嘴变化出现激波面, 且总压差高于文丘里气嘴, 随轴线距离增加, 气体压力变化越来越快, 在气嘴中部出现激波面, 在激波面后压力基本保持不变, 略高于出口压力, 结合图 6 分析得到气嘴气体喷出速度均超过 150 m/s, 产生了巨大的动压能, 使得气体静压能随之降低; 圆柱气嘴内压力、速度变化较为平稳, 但入口出口两端压差要比文丘里气嘴的大, 过气性能差于文丘里气嘴; 文丘里气嘴和圆台气嘴有扩张管段, 由于能量守恒, 高速流体动压能和静压能互相转化, 扩张管段出现局部压力变化的情况.

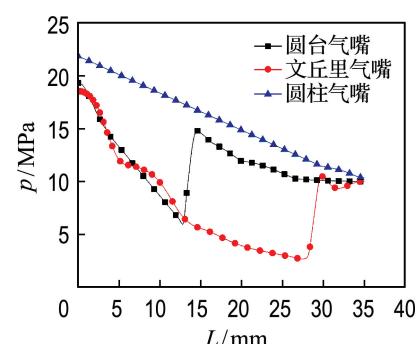


图 5 压力中心轴线数据图

Fig. 5 Pressure center axis data chart

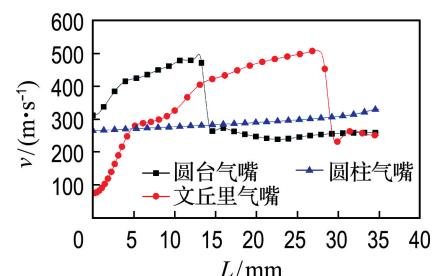


图 6 速度中心轴线数据图

Fig. 6 Speed center axis data chart

如图 7 所示, 在云图上有一个薄面, 在薄面两侧, 物理参数会发生突变, 称为激波面. 在圆台气嘴靠近出口处产生了激波面, 在激波面前方的流动是超声速的, 经过激波后变成亚声速, 其压强、密度、温度均提高, 总压下降, 总温不变. 这一特征符合热力学第二定律, 即熵增原理, 超声速流动经过激波后, 部分力学能不可逆地转化为热能, 标志是总压下降. 相对比文丘里气嘴, 圆台气嘴的激波面更早发生, 强度也更激烈.

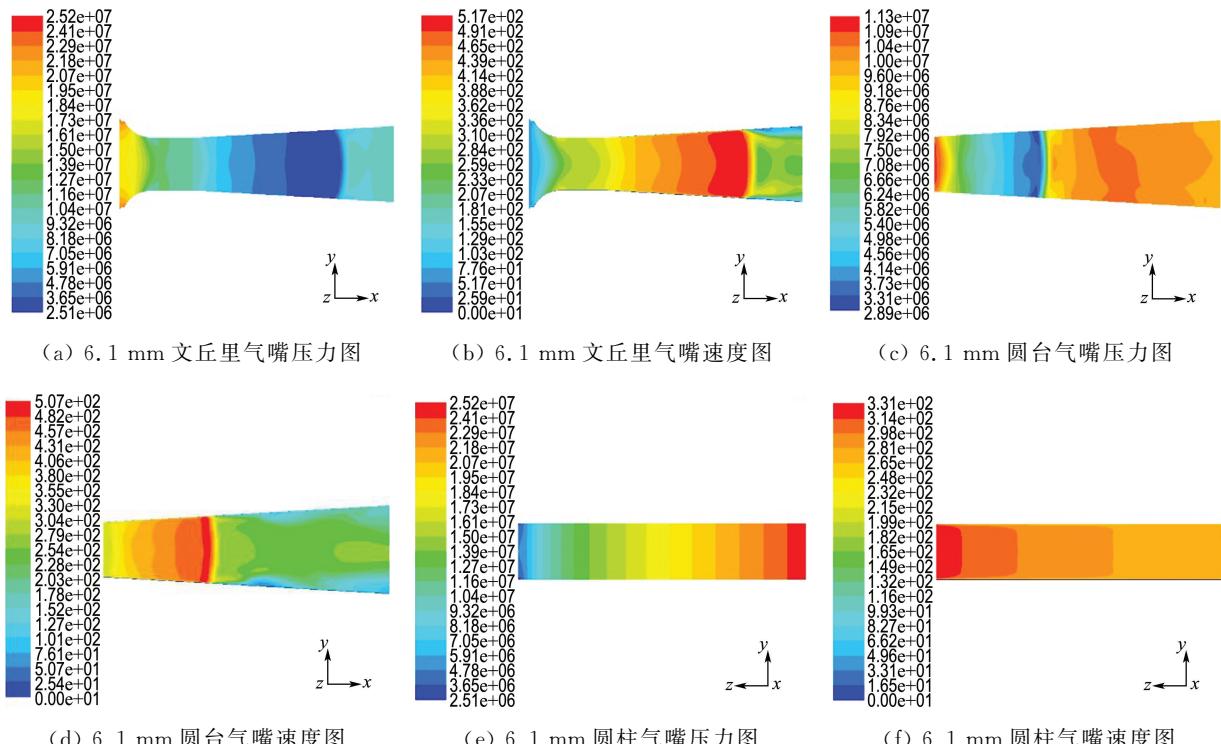
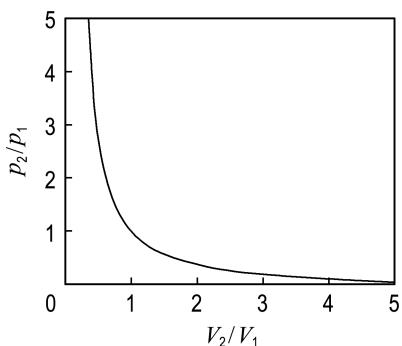


图 7 气嘴压力和速度云图

Fig. 7 Gas nozzle pressure and velocity cloud

3.2 Hugoniot 关系式与数值模拟数据对比分析

结合图 8, 在气嘴中有激波面的产生, 为了研究激波面性质, 得到激波面两侧物理参数关系(激波面前标注 1, 激波面后标注 2), 根据式(1)的 Hugoniot 关系式有

图 8 V_2/V_1 与 p_2/p_1 Fig. 8 V_2/V_1 and p_2/p_1

$$\omega_1 - \omega_2 + \frac{1}{2} (V_1 - V_2)(p_1 - p_2) = 0 \quad (15)$$

将理想气体焓的表达式 $\omega = \gamma pV / (\gamma - 1)$ 代入整理后可以得到

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{(\gamma+1)p_1 + (\gamma-1)p_2}{(\gamma-1)p_1 + (\gamma+1)p_2} \quad (16)$$

可以看出 V_2/V_1 是 p_2/p_1 的单调递减函数, 并趋向于常数极限 $(\gamma-1)/(\gamma+1)$, 当 p_1, V_1 给定时, 可以做出 p_2 和 V_2 的曲线, 是直角双曲线, 以 $V_2/V_1 = (\gamma-1)/(\gamma+1)$ 和 $p_2/p_1 = -(\gamma-1)/(\gamma+1)$ 为渐近线, 当大于 $V_2/V_1 = p_2/p_1 = 1$ 以上部分才有实际意义. 因而在激波前后气体传播速度为

$$\begin{aligned} v_1^2 &= \frac{V_1}{2} [(\gamma-1)p_1 + (\gamma+1)p_2] \\ v_2^2 &= \frac{V_1}{2} \frac{[(\gamma+1)p_1 + (\gamma-1)p_2]^2}{(\gamma-1)p_1 + (\gamma+1)p_2} \end{aligned} \quad (17)$$

当出现强烈激波时, p_2 远大于 p_1 , 对于气体来说, 密度比是极限常数, 单原子气体极限为 $\rho_2 = 4\rho_1$, 双原子气体极限是 $\rho_2 = 6\rho_1$, 此时, 强激波的传播速度为 $v_1 = \sqrt{\frac{\gamma+1}{2}} p_2 V_2$, $v_2 = \sqrt{\frac{(\gamma-1)^2}{2(\gamma+1)}} p_2 V_1$, 其按照压力 p_2 的平方根呈正比的规律而增大. 当引进马赫数 $Ma_1 = v_1/c_1$, 代入上述表达式可以得到

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{(\gamma+1)Ma_1^2}{(\gamma-1)Ma_1^2 - 2} \quad (18)$$

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{2\gamma}{\gamma+1} Ma_1^2 - \frac{\gamma-1}{\gamma+1} \quad (19)$$

文丘里气嘴最适合高压气举阀作业使用, 压

力损失小,较圆柱气嘴压差降低 33%,较圆台气嘴压差降低 25%,表现出优异的过气能力。出口平均速度较圆柱气嘴降低 19%,较圆台气嘴降低 26%,注气稳定度提升。

在激波面两侧等距取 4 个点,将 Ma 代入式中。计算两侧 v_1/v_2 ,将计算数据和模拟数据进行对比,图 9 表明计算结果与数值模拟结果基本接近一致,可以互相验证正确性。

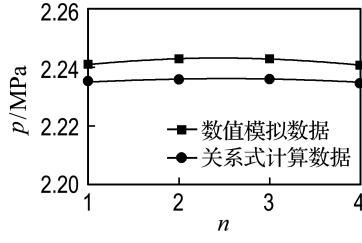


图 9 数据对比图

Fig. 9 Data comparison chart

表 1 为 3 种 6.1 mm 直径气嘴 $10 \times 10^4 \text{ m}^3/\text{d}$ 流量下模拟结果,综合分析,初步选定气嘴几何形状为文丘里气嘴。

表 1 3 种 6.1 mm 直径气嘴 $10 \times 10^4 \text{ m}^3/\text{d}$ 流量模拟结果

Tab. 1 Simulation results of $10 \times 10^4 \text{ m}^3/\text{d}$ flow of three 6.1 mm diameter gas nozzles

气嘴形状	体积流量/ ($10^4 \text{ m}^3 \cdot \text{d}^{-1}$)	出口平均 速度/ ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)	入口截 面压力/ MPa	压降/ MPa
文丘里气嘴	10	60.1	17.0	7.0
圆柱气嘴	10	74.3	20.3	10.3
圆台气嘴	10	81.6	19.4	9.4

4 结 论

(1) 利用实验装置使用 CIPT 法对气举阀气嘴进行性能测试,现场实验采集数据和数值模拟软件数据相差 5%,证明实验装置和控制仪表的可靠性。

(2) 数值模拟实验分析表明,在气嘴的入口处和出口处会产生局部能量损失,这会降低整个气举系统的效率,应该采取适当措施进行优化。

(3) 在高压下进行实验时,文丘里管和圆台气嘴内部均有激波面产生且气嘴不同的特征几何参数会影响气嘴内部激波面的产生位置,文丘里气嘴相对于圆台气嘴中产生激波面的位置要靠近气嘴出口处。

(4) 文丘里气嘴的临界流量对应压力比最大,在 0.92 以上;圆台气嘴的临界流量对应压力比较圆柱气嘴的稍大,在 0.82 以上;圆柱气嘴的临界流量对应压力比最小,在 0.78 以上。文丘里气嘴的临界流量对应压力比最大,进出口压差最小,注气的稳定性最好,因此文丘里气嘴更适合稳定注气。

(5) 在激波面两侧物理参数会发生突变,利用 Hugoniot 关系式推导得到突变关系式,计算结果与数值模拟结果相符合。

参 考 文 献:

- [1] 周和平,李霖,李小奇,等. ZBB-1 型波纹管保护气举阀的研制与应用 [J]. 石油机械, 2004, 32(2):45-46.
- [2] ZHOU Heping, LI Lin, LI Xiaoqi, et al. Development and application of ZBB-1 bellows protection gas lift valve [J]. **China Petroleum Machinery**, 2004, 32(2):45-46. (in Chinese)
- [3] YANG Y S, NIE S L, ZHU Y Q, et al. Reaction thrust of submerged water jet [J]. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy**, 2007, 221(4):565-574.
- [4] 杨友胜,冯辅周,朱玉泉,等. 喷嘴内壁压力分布的研究 [J]. 机械工程学报, 2011, 47(16):182-186. YANG Yousheng, FENG Fuzhou, ZHU Yuquan, et al. Study of the pressure distribution on nozzle inner wall [J]. **Journal of Mechanical Engineering**, 2011, 47(16):182-186. (in Chinese)
- [5] HUANG Guoqin, LI Xiaohui, ZHU Yuquan, et al. Experimental study on reaction thrust characteristics of water jet for conical nozzle [J]. **China Ocean Engineering**, 2009, 23(4):669-678.
- [6] LI Xiaohui, ZHU Yuquan, HUANG Guoqin, et al. Reaction thrust characteristics of high-pressure submerged water jet of cylinder nozzle [J]. **Journal of Chongqing University (English Edition)**, 2009, 8(1):63-69.
- [7] LING Xuan, WANG Xudong. Application of genetic algorithm for nozzle parameters optimization of water jet propulsion system [J]. **Applied Mechanics and Materials**, 2012, 157-158:604-607.
- [8] HEGULER G, SCHMIDT Z, BLAIS R N, et al. Dynamic model of gas-lift valve performance [J]. **Journal of Petroleum Technology**, 1993, 45(6):576-583.
- [9] LI Mengxia, LIAO Ruiquan, LI Junliang, et al. Parameter sensitivity analysis of gas-lift well unloading processes [J]. **International Journal of**

- Heat and Technology**, 2015, **33**(4):237-245.
- [9] ALMEIDA A R. Some design aspects for venturi gas lift valves [J]. **SPE Production & Operations**, 2015, **30**(4):321-328.
- [10] WILLIAMS K E, GEESNER F B. Flowfield characteristics of swept struts in supersonic annular flow [J]. **International Journal of Heat and Fluid Flow**, 2000, **21**(3):278-284.
- [11] GILBERTSON E. Gas lift valve failure mode analysis and the design of a thermally-actuated positive-locking safety valve [D]. Cambridge: Massachusetts Institute of Technology, 2010: 17-35.
- [12] HENRY R E, FAUSKE H K. The two-phase critical flow of one-component mixtures in nozzles, orifices, and short tubes [J]. **Journal of Heat Transfer**, 1971, **93**(2):179-187.
- [13] JOHNSON R C. Calculations of real-gas effects in flow through critical-flow nozzles [J]. **Journal of Basic Engineering**, 1964, **86**(3):519-525.
- [14] FAUSKE H K. Contribution to the theory of two-phase, one-component critical flow: ANI-6633 [R]. United States: Argonne National Laboratory, 1962.
- [15] SCHMIDT Z. Nozzle-venturi gas lift flow control device and method for improving production rate, lift efficiency, and stability of gas lift wells: U. S. Patent 5707214 [P]. 1998-01-13.
- [16] KIM H D, KIM J H, PARK K A, et al. Computational study of the gas flow through a critical nozzle [J]. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science**, 2003, **217**(10): 1179-1189.
- [17] COLUCCI D W, VISKANTA R. Effect of nozzle geometry on local convective heat transfer to a confined impinging air jet [J]. **Experimental Thermal and Fluid Science**, 1996, **13**(1):71-80.
- [18] 陈磊, 王树刚, 张腾飞, 等. 大温差条件下多孔材料干燥过程数值模拟 [J]. 大连理工大学学报, 2018, **58**(3):221-228.
CHEN Lei, WANG Shugang, ZHANG Tengfei, et al. Simulation on drying process of porous material under large temperature difference [J]. **Journal of Dalian University of Technology**, 2018, **58**(3):221-228. (in Chinese)
- [19] 单聪慧, 徐宝鹏. 具有蒸发喷雾过程的大涡数值模拟 [J]. 大连理工大学学报, 2018, **58**(2):111-117.
SHAN Conghui, XU Baopeng. Large eddy simulation of evaporating spray [J]. **Journal of Dalian University of Technology**, 2018, **58**(2):111-117. (in Chinese)

Analysis of flow performance of gas lift valve nozzle based on Hugoniot relation

LIU Chengting*, LIU Gang, YAN Zuoxiu, TONG Chunyue, ZHANG Xian

(School of Petroleum Engineering, Northeast Petroleum University, Daqing 163318, China)

Abstract: The gas lift valve is a key component of gas lift production. The flow performance of the gas nozzle is an important factor affecting the efficiency of the gas lift system. The CIPT test method is adopted to optimize the shape of the gas lift valve nozzle and the numerical simulation method is applied to determine the internal fluidity morphology of the gas nozzle, the position of the shock surface inside the gas nozzle and the change rules of physical parameters on both sides, and finally the experimental data and numerical simulation results are compared and analyzed. The research results show that the gas injection stability of the venturi nozzle is more higher than those of the round table nozzle and the cylindrical nozzle. The critical flow corresponding pressure ratio of the venturi nozzle is 0.92, and those of the round table nozzle and the cylindrical nozzle are 0.82 and 0.78 respectively. In the high pressure test condition, a shock surface is generated in the gas lift valve nozzle. After the shock surface, the velocity decreases and the pressure rises. The change relationship satisfies the Hugoniot relationship derivation. Compared to the venturi nozzle, the shock surface of the round table nozzle is located closer to the inlet and shock intensity is higher.

Key words: gas lift valve; gas nozzle; numerical simulation; supersonic flow; Hugoniot