DOI:10.19344/j.cnki.issn1671-5276.2022.04.022

基于 CFD 的直板式节流阀压降特性研究

魏立明[1],李伟华[1],王兴义[3],吕晓乐[1],胡友文[1],吴鑫磊[1],陈华龙[2],鲁郑[3]

(1. 中国石油集团渤海钻探工程有限公司 管具与井控技术服务分公司,天津 300280;
2. 大庆钻探工程公司 国际事业部,黑龙江 大庆 163000; 3. 长江大学,湖北 武汉 430100)

摘　要:节流阀是井控管汇的重要装置之一,在控压钻井系统中可用来控制流体介质流量及其井底压降变化。采用数值仿真模拟的方式,对于直板式节流阀阀芯进行数值模拟,得到不同阀孔的压降曲线、流场曲线、速度变化云图等。经过定量分析得到恒定流速下直板式节流阀的压降规律。数值模拟结果表明:在相同的开度下,随着平板式节流阀阀芯长轴长度的增加,管道截面的最大流速有下降的趋势;随着开度从 20%增大到 40%,压降的曲线趋于平缓。通过对不同形状直板阀压降特性的分析,得到压降线性程度较高的节流阀形状,其控压精度满足现场要求,可为后续控压钻井节流阀设计提供理论基础。

关键词:节流阀;速度云图;压降分析

中图分类号:TH137.52^{+}2　　**文献标志码**:A　　**文章编号**:1671-5276(2022)04-0085-04

Research on Pressure Drop Characteristics of Straight Plate Throttle Valve Based on CFD

WEI Liming[1], LI Weihua[1], WANG Xingyi[3], LYU Xiaoyue[1], HU Youwen[1], WU Xinlei[1], CHEN Hualong[2], LU Zheng[3]

(1. Pipe and Well Control Technology Service Branch of CNPC Bohai Drilling Engineering Co., Ltd., Tianjin 300280, China;
2. International Division, Daqing Drilling Engineering Company, Daqing 163000, China;
3. Yangtze University, Wuhan 430100, China)

Abstract: Throttle valve, as one of the important devices of well control manifold, is used to control fluid medium flow and well pressure drop variation in pressure -controlled drilling system. The spool of straight plate throttle valve is simulated by numerical simulation to abtain the cloud charts of pressure drop curve, flow field curve and velocity change of different valve holes. The pressure drop law of straight plate throttle valve under constant flow velocity is revealed. The numerical simulation results show that the maximum velocity of pipeline section, at the same opening, decreases along with the increase of spool length, while the curve of pressure drop tends to be more gentle with the increase of the opening from 20% to 40%. Analysis is conducted on the characteristics of the pressure drops in different straight plate valve shapes to gain the throttle valves with high pressure drop linearity, whose pressure control accuracy meets site requirement, and which provides theoretical basis for follow-up throttle valve design ing in pressure - controlled well drilling.

Keywords: throttle valve; velocity nephogram; pressure drop analysis

0　引言

在石油开采中节流阀起着重要作用,是节流管汇的核心零件[1],主要由阀芯、阀座、阀体和密封胶筒等组成,通过调整阀芯和阀座位置可以改变节流阀的开度,继而控制管道单位时间内流过的流体流量,使井下生产保持较为理想的压力环境,防止井喷等事故,达到安全生产的目的[2]。

根据不同的阀芯形状,节流阀可以分为楔形、孔板形、圆柱形、针形等类型。楔形节流阀应用较多[3-4]。目前,国内外相关学者针对钻井过程中节流阀的冲蚀等问题,通过数值仿真与实际施工情况对比的方式进行相关研究[5]。OSHIMA S 等[6]分别针对外流和内流两种不同结构形式的节流阀,采用气体实验的方法进行研究,并对水压和油液条件下的实验结果作了对比分析。总结出在假设其他条件不变情况下,节流口处不同压差条件质量流率变化、流量系数变化以及阀芯上压力分布等曲线图。郭衍茹等研究了某型节流阀在不同开度下的内部流场情况,利用数值模拟,得到了不同开度下含砂气体对节流阀的冲蚀情况[7]。张祥来等[8]对井控节流阀的冲蚀机理进行了进一步研究并优化了结构,定性地研究了楔形节流阀现场容易产生冲蚀的原因,并对楔形节流阀进行优化,降低流体对节流阀的冲蚀。武存喜[9]对控压钻井节流阀的阀芯进行了重新设计,修正了阀芯表面的数学模型,发现在不同开度下节气门压力随阀门开度成近似线性变化的关系。余朋伟等[10]利用 CFD 的流场分析并进行参数计算后,对深水领域的阀门进行研究,设计出一种笼套式阀芯结构,能够有效降低阀芯磨损,提高产品寿命。宋保健等[11]主

基金项目:中国石油集团重大专项(2019E-2605)

第一作者简介:魏立明(1974—),男,四川蓬溪人,高级工程师,本科,研究方向为石油钻具、井控装置技术。

要研究楔形节流阀的冲蚀磨损情况,运用两相流计算流体动力学,建立了流体携岩冲蚀楔形节流阀的仿真模型。

目前,针对节流阀的冲蚀磨损损伤问题(特别是楔形节流阀)的研究已经比较深入,但是前人的研究内容比较单一,有关节流阀的速度、压降规律等方面仍然有进一步研究的必要。因此本文对恒定流速下直板式节流阀进行数值模拟,利用 Fluent 流体仿真软件,研究恒定流速下直板式节流阀不同长度阀芯的压降曲线、流场分布特征、速度变化情况,揭示了恒定流速下直板式节流阀的压降曲线近似呈线性规律,为实际生产提供理论依据。

1　直板式节流阀数值模拟仿真模型

1.1　建立仿真模型结构

为了方便模拟,在合理的范围内优化节流阀的阀芯形状,采用平板式节流阀,阀芯通道采用"类椭圆形"结构,如图 1 所示。

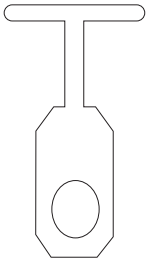

图 1　平板式节流阀阀板形状示意图

阀芯用挖空的板代替,挖空的形状为"类椭圆形",即下半部分是一个半圆,结合渤海钻探的生产实际工况,半圆直径取 103 mm;上半部分是半个椭圆,与半圆交接的短轴为 103 mm,"类椭圆形"长轴取值分别为 120 mm、130 mm、140 mm、150 mm。针对于井下生产实际,开度一般控制在 20%~40%之间。本次数值模拟以 2%为一个差值,开度取值分别为 21%、23%、25%、27%、29%、31%、33%、35%、37%、39%,再根据 4 组不同的长轴值,对每组 10 个开度进行数值模拟,得出直板式节流阀的相关规律。"类椭圆形"结构如图 2 所示,其中短轴为 103 mm,长轴为 150 mm。

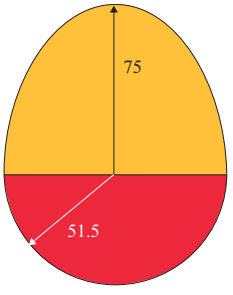

图 2　类椭圆形示意图

1.2　湍流模型

井下管道的流动情况比较复杂,依据不同的分类标准可以分为很多类型,通常根据流体雷诺数的大小,将流体分为层流和湍流两类,其中湍流指的是流体雷诺数超过临界值时(一般圆柱管道中临界值取 2 000),流体流动出现不规则的多尺度流动状态[12-14]。流体质点在管道中流动方向无法确定,管道中有旋涡产生。

数值模拟时选用标准湍流模型(标准 $\kappa-\varepsilon$ 模型)进行流场分析,以满足模拟要求。其中 κ 是流体的湍流动能,表示速度的波动变化,其值越大表明湍流脉动长度和时间尺度越大,而 ε 为湍流动能耗散,表示速度波动耗散的速率,其值越大意味着湍流脉动长度和时间尺度越小,这两个量存在一定的相互制约关系[15]。

连续性方程可以表示为

$$\frac{\partial\rho}{\partial t}+\frac{\partial(\rho u_i)}{\rho x_i}=0 \tag{1}$$

动量守恒方程可以表示为

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t}+\frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_i}=-\frac{\partial p}{\partial x_i}+\frac{\partial}{\partial x_i}\left(\eta\frac{\partial u_i}{\partial x_j}-\rho u_i u_j\right) \tag{2}$$

湍流模型可以表示为:

$$\rho\frac{\partial\varepsilon}{\partial t}+\rho uk\frac{\partial\varepsilon}{\partial xk}=\frac{\partial\varepsilon}{\partial xk}\left[\left(\eta+\frac{\eta_t}{\sigma_t}\right)\frac{\partial\varepsilon}{\partial xk}\right]+\frac{c_1\varepsilon}{k}\eta+$$
$$\frac{\partial u_i}{\partial x_j}\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j}+\frac{\partial u_i}{\partial x_i}\right)-c_2\rho\frac{\varepsilon^2}{k}\rho\frac{\partial k}{\partial t}+\rho u_j\frac{\partial k}{\partial x_i}=$$
$$\frac{\partial}{\partial x_i}\left[\left(\eta+\frac{\eta_t}{\sigma_i}\right)\frac{\partial\varepsilon}{\partial x_j}\right]+\eta_t\frac{\partial u_i}{\partial x_j}+\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j}+\frac{\partial u_i}{\partial x_i}\right)-\rho\varepsilon \tag{3}$$

$$\eta_t=c_u\rho k^2/\varepsilon \tag{4}$$

式中:ρ 为流体密度,kg/m^3;u 为流体速度,m/s;η_t 为湍流黏度,kg/(m·s);ε 为耗散率,m^2/s^3;k 为湍流动能,m^2/s^2;t 为时间,s;$c_u=0.09$;$c_1=1.14$;$c_2=1.92$,$\sigma_i=1$,$\sigma_t=1.3$,为常数。

1.3　仿真边界条件设置

对"类椭圆形"直板式节流阀进行 Fluent 模拟,实际流体的密度是 1.155 g/cm^3,黏度是 23 MPa·s,下面设置入口边界条件、出口边界条件和管道条件。

1)入口边界条件

节流阀入口采用恒定速度入口边界(Velocity-lnlet),适合不可压缩流体,入口可以定义流体和颗粒的速度大小及方向[16]。在渤海钻探生产实际中,入口处每秒流过 35 L的流体,而管道直径为 103 mm,换算得到入口流速设置为 4.2 m/s,方向垂直于管道端面。

2)出口边界条件

节流阀出口采用出口边界(outlet),确保流体流动方向任意,不人为限制[17-18]。流动出口的速度在模拟中不需要设定,根据模拟的情况得到模拟的出口流体速度。只设置出口为出流边界条件时,其出口的压强为 0.1 MPa。

3)管道边界条件

对于井下管道,选取标准壁面边界条件(wall),假定壁面光滑无瑕疵,对流体中的小颗粒冲击壁面时的反弹忽略不计。正常井下作业时,节流阀位于管道中,左端是流体入口管道,右边是出流管道。使用三维建模软件,对模型进行实体建模,导入 Fluent 中进行分析,对整个模型进行设置并划分网格。

2　直板式节流阀数值模拟结果分析

2.1　速度分析

当节流阀在井下工作时，流体在管道中的流动情况比较复杂，对开度均为 21%，长轴分别为 120 mm、130 mm、140 mm、150 mm 直板式节流阀的管道截面速度进行分析，管道截面速度如图 3 所示。

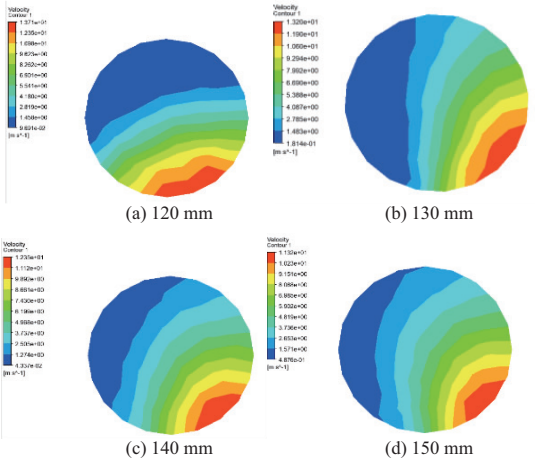

图 3　不同轴长的管道截面云图

由图 3 可知，管道右下方（即靠近节流阀入口处）速度较大。管道上方的流体受到重力的影响，会挤压下方的流体并向下流动，最下方的流体速度一般大于上方流体速度。在开度相同时，随着平板式节流阀阀芯长轴长度的增加，管道截面的最大流速有下降的趋势。

2.2　压降分析

设置开度为 21%，对整个模型的压降图进行分析，图 4为长轴长度为 120 mm 时的压降图，图 5 为长轴长度为 150 mm 时的压降图。可以发现，在相同的开度下，压降的图像基本相同，随着节流阀长轴长度的增加，压降有所下降。因为长轴越长，单位时间内管道与节流阀之间通过的流体越少，导致压降降低；开度越大，压降随长轴长度降低的曲线越来越平缓，也就是说压降不会随着开度的增加而无限降低，到了一定数值后压降趋于稳定。

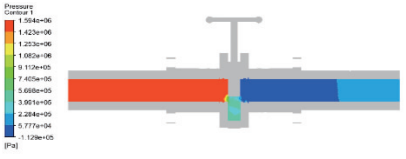

图 4　长轴长度为 120 mm 的压降图

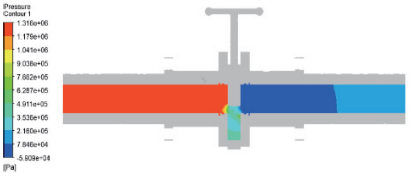

图 5　长轴长度为 150 mm 的压降图

2.3　线性程度分析

利用 Fluent 软件，对“类椭圆形”长轴分别取 120 mm、130 mm、140 mm、150 mm 进行分析，每组还是以 2% 为差值，得到不同长轴下的 4 条曲线，开度-压降图如图 6 所示。

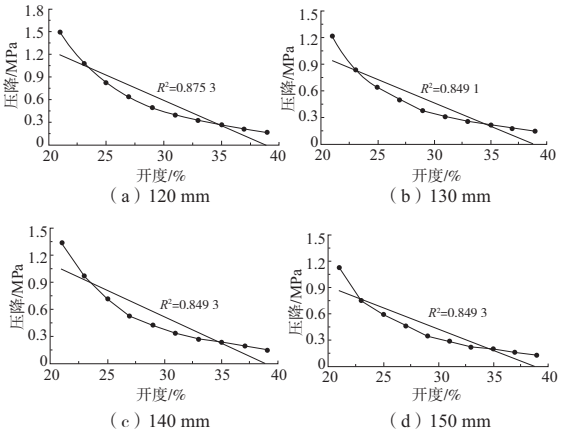

图 6　开度-压降图

由图 6 可知，对于图 6（a），实际压降曲线与压降模拟曲线的线性程度为 87.53%；对于图 6（b），实际压降曲线与压降模拟曲线的线性程度为 84.91%；对于图 6（c），实际压降曲线与压降模拟曲线的线性程度为 84.93%；对于图 6（d），实际压降曲线与压降模拟曲线的线性程度为 84.93%。当长轴长度为 130 mm、140 mm、150 mm 时，线性程度均<85%，而当长轴长度取 120 mm 时，线性程度达到了 87%以上。在中石油渤海钻探的钻井实际施工现场，由于线性程度不高，无法较为精准地调节节流阀的流量大小，而根据数值模拟，对于井下的节流阀控制，将节流阀采用“类椭圆形”阀芯，且长轴长度设计为 120 mm，提高了 2%的线性度，具有较高的工程实际作用，对于实现出口处管道的压降线性调节具有重要意义。

3　结语

1）井下节流阀的管道流体在流动时，最下方的流体速度一般大于上方流体速度。在相同的开度下，随着平板式节流阀阀芯长轴长度的增加，管道截面最大流速有下降的趋势。

2）通过数值模拟可知，节流阀开度一定时入口管道中的流速基本保持恒定，在进入节流阀时，存在一个速度上升区域，流体速度有明显的增加，而在节流阀的轴线下方速度会下降，在节流阀右侧与出流管道联通处，速度达到最大值。流体从出流管道流向下一管道时，速度平稳下降，直到趋于稳定。

3）在开度一定的情况下，随着节流阀阀芯长轴长度的增加，压降逐渐减小，但是在实际钻井中，节流阀阀芯长度的调节范围不大，压降不会出现明显的“断崖式”下降情况；当开度变化时，开度越大，压降的曲线越来越平缓，故压降不会随着开度的增加而无限降低，到了一定数值后

压降趋于稳定,基本不再变化。

参考文献:

[1] 张祥来. 固定节流阀特性研究[J]. 天然气工业,2007,27(5):63-65,152.

[2] 张晓东,李俊华. 基于 Fluent 的锥形节流阀流场数值模拟[J]. 石油矿场机械,2009,38(9):50-52.

[3] 徐鸣泉. 管道冲蚀破坏的多相流数值模拟研究[D]. 杭州:浙江大学,2005.

[4] 马颖,任峻,李元东,等. 冲蚀磨损研究的进展[J]. 兰州理工大学学报,2005,31(1):21-25.

[5] 丁矿,朱宏武,张建华,等. 直角弯管内液固两相流固体颗粒冲蚀磨损分析[J]. 油气储运,2013,32(3):241-246.

[6] OSHIMA S,LEINO T,LINJAMA M,et al. Experimental study on cavitation in water hydraulic poppet valve[J]. Transactions of the Japan Fluid Power System Society,2002,33(2):29-35.

[7] 郭衍茹,高正安,陈尊洁,等. 某型节流阀在不同开度下的冲蚀性能分析[J]. 中国科技信息,2021(12):81-82,85.

[8] 张祥来,刘清友. 井控节流阀冲蚀机理及结构优化[J]. 天然气工业,2008,28(2):83-84,169.

[9] 武存喜. 控压钻井新型节流阀阀芯的设计及验证[J]. 化工机械,2020,47(5):674-678.

[10] 余朋伟,刘战锋,吴小雄,等. 水下井口节流阀优化设计及应用[J]. 石油矿场机械,2017,46(4):61-65.

[11] 宋保健,明鑫,孙凯,等. 楔形节流阀冲蚀磨损规律研究[J]. 石油矿场机械,2018,47(4):30-34.

[12] 齐鄂荣,曾玉红. 工程流体力学[M]. 武汉:武汉大学出版社,2005.

[13] 朱军龙. 多通道流场条件下的水下节流阀冲蚀研究[D]. 北京:中国石油大学(北京),2017.

[14] 董刚,张九渊. 固体粒子冲蚀磨损研究进展[J]. 材料科学与工程学报,2003,21(2):307-312.

[15] 严宇,张力,张钊源. 节流阀失效的流固耦合分析研究[J]. 石油化工安全技术,2006,22(2):44-46,7.

[16] 练章华,刘干,龚建文,等. 高压节流阀流场分析及其结构改进[J]. 石油机械,2004,32(9):22-24,41.

[17] 张孟昀,马贵阳,李存磊,等. 弯管与盲通管冲蚀磨损对比分析研究[J]. 中国安全生产科学技术,2017,13(3):76-81.

[18] 钟佳炜,刘忠,霍佳波,等. 比例压力流量阀控缸系统的建模与输出特性研究[J]. 机械制造与自动化,2019,48(4):89-92,96.

收稿日期:2021-09-28

(上接第 80 页)

其中多项式系数分别为:

$p_{00}=-1\ 489$;$p_{10}=-0.121$;$p_{01}=3\ 757$;

$p_{20}=-0.00\ 024$;$p_{11}=0.06\ 932$;$p_{02}=-173.2$。

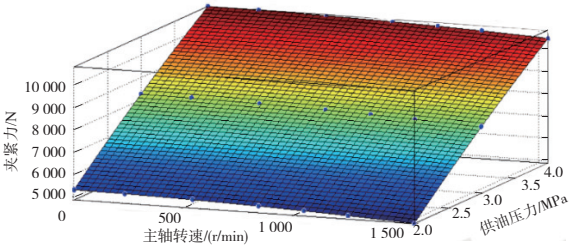

图 7　卡盘夹紧力多项式拟合

当主轴转速达到 1 840 r/min 时,采用修正后的关系式计算液压分度卡盘的夹紧力,计算结果与实际值误差分别为 2.5%、0.6%、0.4%。因此可采用该式作为夹紧力补偿的计算依据。例如,油液压力为 3 MPa 时的静态夹紧力为 8 238 N,当主轴转速达到 1 800 r/min 时,夹紧力的理论计算值为 7 592 N,此时将油液压力增大到 3.23 MPa,则夹紧力可以补偿到 8 236 N,从而通过增大初始供油压力的方式实现夹紧力的补偿。

4　结语

本文针对液压分度卡盘旋转状态下的夹紧力损失,根据卡盘结构建立夹紧力损失与转速的理论计算式。通过对卡盘夹紧力实测,采用实测值曲面拟合的方式修正了算式,较为精准地预测了液压分度卡盘高速旋转时的夹紧力损失。结果表明:液压分度卡盘的夹紧力损失不仅与卡盘转速有关,还与初始供油压力有关。最后,提出了卡盘夹紧力的一种补偿方法,避免了加工过程中由于夹紧力损失造成的工件夹紧不可靠的问题。

参考文献:

[1] 张爱华,张志英,阮启伟. 动力卡盘试验机的设计[J]. 机械制造与自动化,2013,42(5):32-35.

[2] 宋树藩. 关于提高卡盘速度[J]. 世界制造技术与装备市场,2006(2):71-72.

[3] 张文亭. 数控车床液压卡盘夹紧控制系统的研究[J]. 工业仪表与自动化装置,2014(2):74-76,86.

[4] 冯平法,郁鼎文,吴志军,等. 离心力补偿卡盘高速回转夹紧特性研究[J]. 中国机械工程,2007,18(14):1648-1652.

[5] 冯平法,郁鼎文,吴志军,等. 高速旋转卡盘及工件刚度对动态夹紧力的影响[J]. 清华大学学报(自然科学版),2007,47(8):1334-1337.

[6] 周城. 数控机床高速液压动力卡盘的研究[D]. 杭州:浙江大学,2011.

[7] 付志忠,武建新. 楔式高速动力卡盘静态夹紧力分析[J]. 机械研究与应用,2017,30(3):107-108,117.

[8] 董力锐,王彪,段雅琦,等. 全自动可调角度的随动测力装置设计[J]. 机械制造与自动化,2021,50(1):202-204.

收稿日期:2021-03-15