

DOI: 10.19650/j.cnki.cjsi.J2108606

流体粘度对涡轮流量计计量特性影响研究^{*}

孙兴伟^{1,2}, 李宜霖^{1,2}, 杨赫然^{1,2}, 董祉序^{1,2}, 王海燕³

(1. 沈阳工业大学机械工程学院 沈阳 110870; 2. 辽宁省复杂曲面数控制造技术重点实验室
沈阳 110870; 3. 沈阳白云机械有限公司 沈阳 110027)

摘 要: 固井泥浆流量计是应用在油田固井工程中进行泥浆流量计量的仪器, 属于切向式涡轮流量计。为探究流体条件对其计量特性的影响机理, 首先建立流量计叶轮驱动力矩和阻力矩的数学模型, 在此基础上建立仪表系数 K 的模型, 并发现流体粘度是影响因素之一。其次, 考虑到实际固井作业中, 粘度对仪表计量特性的影响规律较为复杂, 因此使用有限元分析软件, 建立 6DOF 叶轮被动旋转流体仿真计算模型, 对多种流体粘度 35、45、55、65、75 mPa·s 条件下的流场特性以及仪表系数特性进行仿真分析, 总结粘度变化对流量计计量特性的影响规律。最后通过实际采集的固井测量数据和仿真数据进行比较, 平均误差为 1.38%, 验证了建立的仿真模型的有效性。

关键词: 涡轮流量计; 仪表系数; 叶轮; 流体粘度

中图分类号: TH89 **文献标识码:** A **国家标准学科分类代码:** 460.4030

Influence of fluid viscosity on metering characteristics of the turbine flowmeter

Sun Xingwei^{1,2}, Li Yilin^{1,2}, Yang Heran^{1,2}, Dong Zhixu^{1,2}, Wang Haiyan³

(1. College of Mechanical Engineering, Shenyang University of Technology, Shenyang 110870, China;
2. Key Laboratory of Numerical Control Manufacturing Technology for Complex Surfaces of Liaoning Province,
Shenyang 110870, China; 3. Shenyang Baiyun Machinery Co., Ltd., Shenyang 110870, China)

Abstract: The cementing mud flowmeter is an instrument that is used to measure mud flow rate in oilfield cementing engineering. It belongs to tangential turbine flowmeter. To explore the influence mechanism of fluid conditions on its metering characteristics, the mathematical models of the driving moment and the resistance moment of the impeller of the flow meter are firstly formulated. Based on this, the instrument coefficient K model is established. And the fluid viscosity is confirmed to be one of the influencing factors. Secondly, in actual cementing operation, the influence of viscosity on meter measurement characteristics is complicated. Therefore, the finite element analysis software is used to establish the 6DOF impeller passive rotating fluid simulation calculation model. The flow field characteristics and instrument coefficient characteristics under the conditions of various fluid viscosity 35, 45, 55, 65, 75 mPa·s are simulated and analyzed. And the influence law of viscosity change on the flow meter measurement characteristics is summarized. Finally, the average error is 1.38% by comparing the actual cementing measurement data with the simulation data, which evaluates the effectiveness of the simulation model.

Keywords: turbine flowmeter; instrument coefficient; the impeller; fluid viscosity

0 引 言

随着社会生产力的发展, 在石油气、医疗卫生以及工业生产等众多领域, 对于流体介质的计量要求越来越高。

在油田固井工程中, 固井质量直接决定油井在后续作中的安全性和可靠性, 而在固井作业中, 钻井液、水泥浆等流体注入的体积精度会直接影响固井作业的质量。

涡轮流量计为固井工程中进行流量计量的重要装置, 涡轮流量计具有耐用、计量精准、响应速度快、计量范围广

等特点,分为切向式涡轮流量计和轴向式涡轮流量计,轴向式涡轮流量计较为常用,其内部包含前导流件、旋转叶轮、后导流件以及电磁感应装置,尤其叶轮部分结构比较复杂,这些结构特性使轴向式涡轮流量计只能够计量纯液体或气体。而切向式涡轮流量计叶轮结构相对简单,能够适应杂质较多的泥浆等流体的计量工作。实际固井中分为多个阶段,需分别注入不同组分构成的钻井液、替井液、水泥浆等流体介质,并且根据油井的不同,注入的流体的密度、粘度等参数都在一定范围内波动,流体密度大致在 $1\ 000\sim 1\ 800\ \text{kg}/\text{m}^3$,粘度大致在 $45\sim 65\ \text{mPa}\cdot\text{s}$ 范围内波动,不同的流体条件会对计量结果产生较大影响,并且流量计的结构尺寸也会对结果产生重大影响。目前针对涡轮流量计的研究重点主要集中在通过优化仪表系数 K 的数学模型优化叶轮尺寸、改进结构材料等工作来提高计量精度。

针对涡轮流量计的理论研究方法,国内外学者做出了大量研究并且已经形成完整的理论体系。早在 20 世纪 70 年代,赵学端等^[1]基于流体边界层理论建立了叶轮在流体中的粘性阻力矩模型以及驱动力矩模型,并建立了仪表系数 K 的模型。张永胜等^[2]以涡轮流量计理论模型为基础,以双指数衰减函数对仪表系数进行拟合计算,拟合曲线以及各粘度点流量测量结果具有较高精度。王振^[3]针对气液两相流体条件,建立了气液两相混合数学模型,并且以仪表系数线性度误差最小为目标函数,优化了叶轮轮毂和叶片半径等结构参数从而提升计量精度。郭素娜等^[4-5]基于 CFD 流体仿真技术,对涡轮流量计的叶轮及导流件进行三维流场分析,并通过多种结构改进方案对比,最后确定了最优结构尺寸。刘夷平等^[6-7]发现流体运动粘度变化会造成流量计仪表系数曲线的分散和聚合现象,且运动粘度越低,仪表系数曲线的驼峰越趋于平缓。Pope 等^[8]基于 Lee 建立的涡轮流量计数学模型进行扩展,以考虑转子上的流体阻力、轴承静态阻力和轴承粘性阻力。Ball^[9]研究表明在层流段涡轮流量计 K 值随雷诺数增加而增加。

但是大部分理论模型都是针对传统轴向式涡轮流量计所建立,对于在油田固井工程中的具有特殊结构的切向式涡轮流量计,并没有针对性的理论模型。本文采用微元法对切向式叶轮进行流体冲击下的受力分析,并分析受到的流体阻力矩,建立针对性的切向式涡轮流量计仪表系数模型。基于有限元流体仿真软件,在不同流体粘度条件下,进行流量计内部流场分析,总结不同流体条件对流量计计量特性的影响。

1 仪表系数数学模型建立

图 1 为切向式固井泥浆流量计叶轮在流体冲击状态下的力矩分析图。叶片上受到流体冲击产生的驱动力矩

T_d ,同时由于在流量计腔体在工作状态下充满流体将整个叶轮包围在其中,所以叶轮在转动的同时会受到流体带来的流体阻力矩 T_{rf} 。由于研究所用的切向式流量计叶轮和轴之间采用轴承支撑,轴与轴承之间存在缝隙,在工作状态下也会充满流体产生缝隙间的液体粘性阻力矩 T_{rm} 。而叶轮顶端在转动时与流量计内壁会形成环形间隙,从而产生叶片顶端与壳体内壁间的液体粘性阻力矩 T_{rb} ^[10]。感应元件带来的电磁反应阻力矩可忽略不计。

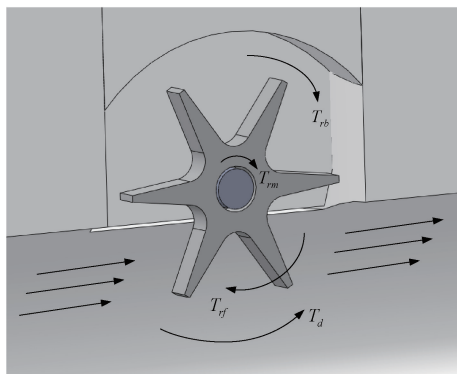


图 1 叶轮力矩分析图

Fig. 1 Diagram of impeller moment analysis

根据动量矩定理,可以写出叶轮的的运动方程^[11],如式(1)所示。

$$T_d - T_{rf} - T_{rm} - T_{rb} = J \frac{d\omega}{dt} \quad (1)$$

式中: J 为叶轮转动惯量; ω 为叶轮旋转角速度。

当涡轮流量计达到稳定工况时,涡轮流量计受到的合力矩趋近于 0,叶轮旋转的角加速度也趋近于 0,则有:

$$T_d - T_{rf} - T_{rm} - T_{rb} = 0 \quad (2)$$

1.1 驱动力矩

由于叶轮受到的驱动力矩 T_d 是流体冲击叶轮叶片产生的,使用微元法对叶轮上一个叶片进行分析,在叶片上取半径为 r 处叶片微元。半径 r 处的叶片微元上所受到的驱动力 dF 可表示为:

$$dF = \rho Q (v_1 \cos \alpha_1 - v_2 \cos \alpha_2) dr \quad (3)$$

式中: ρ 表示流体的密度,单位为 kg/m^3 ; Q 表示流体的体积流量,单位为 m^3/min 。

所以,半径 r 处的叶片微元上所受到的驱动力矩 dT_d 可表示为:

$$dT_d = r \cdot dF = \rho Q (v_1 \cos \alpha_1 - v_2 \cos \alpha_2) r dr \quad (4)$$

根据叶片结构,对叶片长度范围内进行积分得:

$$T_d = \rho Q \int_{r_b}^{r_h} (v_1 \cos \alpha_1 - v_2 \cos \alpha_2) r dr \quad (5)$$

式中: v_1 为流量计进口流体平均速度; v_2 为传感器出口流体平均速度; α_1 为 v_1 与半径 r 处的圆周速度 u 之间的夹角; α_2 为 v_2 与半径 r 处的圆周速度 u 之间的夹角。

流量计进口的平均速度 v_1 表示为:

$$v_1 = \frac{Q}{A} \quad (6)$$

式中: A 为流量计内流道横截面积, 单位为 m^2 。

根据流体出口速度三角形关系可知:

$$v_2 \cos \alpha_2 = u \quad (7)$$

$$u = 2\pi r n \quad (8)$$

式中: n 为单位时间内涡轮转数, 单位为 r/s , 则有:

$$v_2 \cos \alpha_2 = 2\pi r n \quad (9)$$

代入式(5)得到驱动力矩表达式:

$$T_d = \rho Q \int_{r_k}^{r_h} \int_{r_b}^{r_h} \left(\frac{Q}{A} r_0 - 2\pi r^2 n \right) dr dr_0 \quad (10)$$

式中: r_h 为叶片顶端半径, r_k 为叶片底端半径, r_b 为叶轮伸出在流量计管道内部分的最小长度。

1.2 流体阻力矩

在叶片转动时, 流体冲击在叶轮上产生相互作用, 产生阻碍叶轮转动的粘滞力, 根据以往对于涡轮流量计流体阻力矩的研究, 实际流体阻力矩与流体体积流量呈现指数关系。由王振等^[12]关于切向式流量计的研究, 经过简化得流体流动阻力矩 T_{ff} :

$$T_{ff} = C \rho Q^2 \quad (11)$$

式中: C 为只与结构参数有关的比例系数。

1.3 轴与轴承的粘性摩擦阻力矩

在研究所用切向式固井泥浆流量计的叶轮与轴之间采用轴承链接, 轴与轴承内径之间存在一定间隙, 在流量计的工作状态下, 流量计腔体内充满流体, 从而轴与叶轮内孔的间隙也会充满流体, 所以叶轮会受到流体与内孔表面间的粘性阻力矩 T_m 。由于两者之间的间隙很小, 可以将缝隙间的液体流动状态看作是层流状态, 因此 T_m 的表达式如式(12)所示。

$$T_m = \frac{4\pi r_1^2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} L \rho v \omega \quad (12)$$

式中: L 表示轴与叶片参与摩擦部分的长度, 单位为 m ; v 表示运动粘度, 单位为 mm^2/s ; ω 表示角速度, 单位为 rad/s 。

1.4 叶轮顶端与壳体内壁间的流体粘性阻力矩

在工作状态下, 叶轮在流体冲击下产生高速旋转, 由于研究所采用的涡轮流量计特有的内部结构, 六片式的叶轮的上半部分被壳体内壁所包围, 而叶轮的下半部分暴露在流量计腔体的管道部分内, 而被包裹的部分在高速转动下和壳体内壁形成了半环形的区域, 和轴与叶轮间隙产生的环形区域类似, 半环形区域内同样充满了流体, 对叶轮产生了粘性阻力矩 T_b , 但是由于叶轮其中一半结构不与壳体内壁产生环形区域, 故叶轮顶部与壳体内壁间的流体粘性阻力矩本文只考虑半环形区域产生的液体粘性阻力矩。给出叶轮顶部与壳体内壁间的流体

粘性摩擦阻力矩表达式, 如式(13)所示。

$$T_b = \frac{1}{2} \cdot \frac{4\pi r_t^2 r_h^2}{r_t^2 - r_h^2} L \rho v \omega \quad (13)$$

将驱动力矩 T_d 、流体粘性阻力矩 T_{ff} 、轴与叶轮间隙粘性阻力矩 T_m 、叶轮顶端与壳体内壁间隙粘性阻力矩代入叶轮运动方程得:

$$\rho Q \int_{r_k}^{r_h} \int_{r_b}^{r_h} \left(\frac{Q}{A} r_0 - 2\pi r^2 n \right) dr dr_0 - C \rho Q^2 - \frac{4\pi r_1^2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} L \rho v \omega - \frac{1}{2} \cdot \frac{4\pi r_t^2 r_h^2}{r_t^2 - r_h^2} L \rho v \omega = 0 \quad (14)$$

将式(14)进行变换得:

$$n = \frac{3Q}{4A\pi} \frac{r_h + r_w}{r_h^2 + r_h r_w} - \frac{3}{2\pi(r_h - r_w)(r_h^3 - r_b^3)} \times \left(CQ - \frac{(H)Lv\omega}{Q} \right) \quad (15)$$

$$\text{式中: } (H) = \frac{4\pi r_1^2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} + \frac{1}{2} \cdot \frac{4\pi r_t^2 r_h^2}{r_t^2 - r_h^2}.$$

1.5 仪表系数 K

仪表系数 K 是表征涡轮流量计测量特性最重要的参数, 通常将传感器输出显示的脉冲信号率 f 和单位时间内的体积流量 Q 的比值定义为 K 。

$$K = \frac{f}{Q} = \frac{nZ}{60Q} \quad (16)$$

式中: f 为脉冲信号频率, Q 为体积流量, Z 为叶片数量。则有:

$$K = \frac{Z}{80\pi} \left[\frac{1}{A} \frac{r_h + r_w}{r_h^2 + r_h r_w} - \frac{2}{(r_h - r_w)(r_h^3 - r_b^3)} \times \left(C - \frac{(H)Lv\omega}{Q^2} \right) \right] \quad (17)$$

通过式(17)能够看出, 切向式泥浆流量计的仪表系数不仅受到叶轮结构尺寸的影响, 在相同工况和流量计结构尺寸下, 也会受到流体运动粘度 v 变化的影响, 而当流体密度相同时, 仪表系数则受到动力粘度 η 的影响。运动粘度以及动力粘度的关系如式(18)所示。

$$\eta = v \cdot \rho \quad (18)$$

式中: η 表示动力粘度, 单位为 $\text{mPa}\cdot\text{s}$; v 表示运动粘度, 单位为 mm^2/s ; ρ 表示密度, 单位为 kg/m^3 。

实际工况下, 粘度对涡轮流量计的影响情况较为复杂, 结合上述理论分析结果, 本文采用流体仿真的方式对流体粘度和仪表系数变化之间的关系进行探讨。

2 流量计流场分析

2.1 内流道三维模型建立

计算流体力学 (computational fluid dynamics, CFD)

是探究流量计流场特性最有效的方法之一。Guo 等^[13-14]使用 CFD 仿真计算方法对不同流体粘度、叶片结构参数对流量计计量影响规律进行探究,证明了使用 CFD 方法的准确性。孙宏军等^[15]通过 CFD 模拟涡轮流量计前导流件的速度和流场分布,并进行结构优化,提升了流场均匀性。Sun 等^[16]使用 CFD 对涡轮流量计进行数值模拟,发现流量计压力损失受导流件及叶轮结构影响。

建立流量计内流道和旋转叶轮的三维模型,并进行计算区域划分,如图 2 所示。

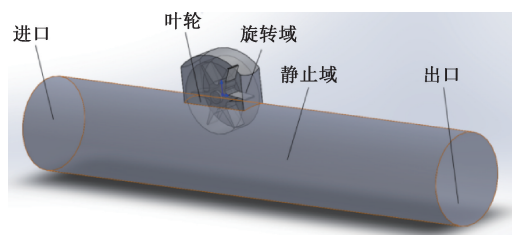


图 2 计算区域划分

Fig. 2 Computational region division

对于静止区域采用 2 mm 尺寸的网格,旋转域和静止域之间采用 interface 接触对进行连接,静止域中近 interface 面处的网格尺寸设为 1 mm。对于旋转域的网格进行细化,尤其是近叶轮壁面的位置,以保证流体冲击在叶片壁面上的计算精度,旋转域的网格尺寸设置为 1 mm,旋转域中近叶轮壁面部分的的网格尺寸设置为 0.5 mm。平均网格质量为 0.83 左右,满足计算要求。划分后的网格模型如图 3 所示。

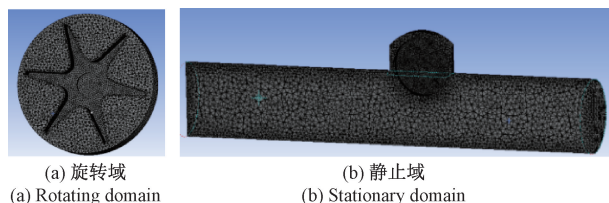


图 3 网格划分

Fig. 3 Model meshing

2.2 计算条件设置

管道进口处设为速度进口 (velocity-inlet), 管道出口处设为压力出口 (pressure-outlet), 旋转域和静止域连接的壁面设置 3 个 interface 接触对, 来实现旋转域和静止域之间的数据交互, 壁面附近采用标准壁面函数。选用 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型进行涡轮流量计的仿真分析。动网格更新方式选择光滑 (smoothing) 和网格重构 (remeshing), 为了让叶轮在流体冲击状态下能够绕着旋转轴旋转, 选择六自由度 (6DOF) 来定义旋转部件的运动, 使叶轮在受到外力情况下可以发生运动。

2.3 仿真仪表系数预测方法

力矩平均值法通过提取若干周期内的力矩系数, 计算其平均值, 当平均值的数量级低于设定值时, 判定力矩基本受力平衡。但是此方法的局限在于所监测的力矩系数没有达到理想范围时, 需要在计算过程中不断在边界条件里修改叶轮转速 ω , 这种方法具有一定程度的试探性, 获取数据过程繁琐, 增加了后处理过程的成本。张永胜等^[17]提出使用 6DOF 流体仿真模型, 模拟叶轮在流体冲击状态下的真实工况。本文采用的 6DOF 模型实现了叶轮被动旋转, 根据实际工况直接对管道进口速度 v 进行设置, 计算之后通过观察实时的力矩系数和表面阻力变化曲线, 便可直接判断涡轮流量计处于稳定工况的时刻, 从而获取稳定工况时的转速、力矩系数、表面阻力等数据, 大大减少了计算成本, 并能最大程度保证仿真的真实性与合理性。

当涡轮流量计达到稳定工况时, 流量计的叶轮转速也应趋于一稳定值, 进而仪表系数 K 也趋于一稳定值^[18]。在流量计的仿真过程中, 为了得到稳定空工况下的叶轮转速, 对叶轮的旋转轴进行力矩系数 C_m 和叶片表面阻力 $drag$ 的监控。计算过程受到叶轮本身的结构特点影响, 力矩系数 C_m 和叶片表面阻力 $drag$ 的值都呈现周期性变化, 因此提取 C_m 和 $drag$ 值波动趋于平稳后的 6 个周期内的变化数据, 计算其周期算数平均值, 当 C_m 的周期平均值值小于某一量级最大限度趋近于 0 时, 则认为此时涡轮流量计处于稳定工况。图 4 为仿真达到稳定状态时截取的力矩系数变化图。

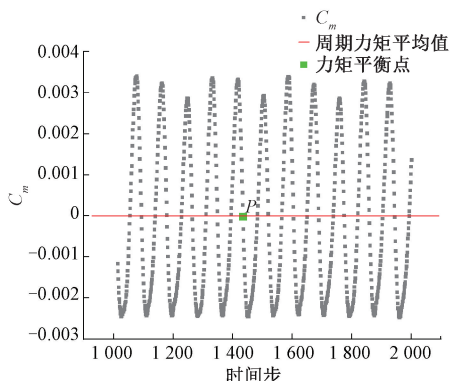


图 4 稳定工况下的力矩系数变化曲线

Fig. 4 Change curve of torque coefficient under stable working condition

3 流场特性分析

通过图 5 所示的流量计三维流场速度矢量图发现, 流量计管道内部流场变化最复杂的地方发生在叶轮下半

部分与流体直接冲击的位置,流体高速冲击至叶轮表面,在推动叶轮转动的同时,流体向两侧边缘和叶片顶端流出,由于叶片边缘呈直角过渡,在此处流体速度发生小范围的急升,会对叶轮叶片边缘造成更大冲击。

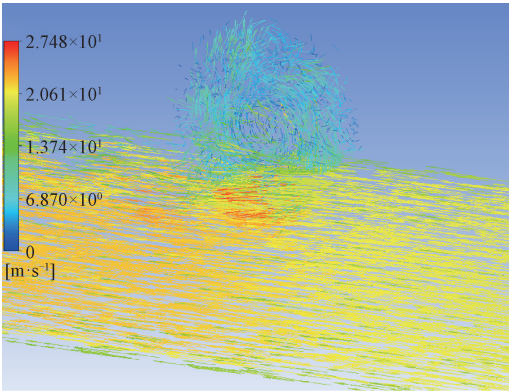


图 5 三维流场速度矢量图

Fig. 5 Three-dimensional velocity vector diagram of flow field

沿流量计内道方向设定截面,以方便观察流量计管道内部的流场状况。通过速度场云图可知,流体从图片右侧管道入口流入,由于泥浆为不可压缩流体,所以在速度入口处不设置进口压力。在管道内壁处,由于流体本身存在粘性,会产生粘性边界层,从图 6 可以看出管道内流速由内壁向管道中心逐渐增大,而在旋转域部分,即叶轮区域附近出的边界层要相对厚一些,但是由于叶轮本身的结构特点,叶轮两侧距离壁面有较大空隙,边界层不会对叶轮本身的转动产生影响。

3.1 速度场分析

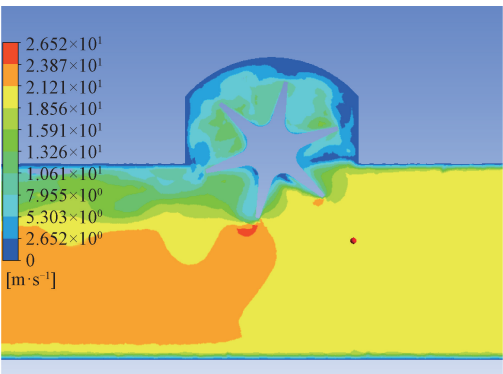
在体积流量 $1.2\text{ m}^3/\text{min}$ 、流体密度 $1\,250\text{ kg}/\text{m}^3$ 流体条件下进行仿真计算。

通过图 6 所示的流场速度云图能够发现流场分布比较复杂的部分主要集中在叶轮表面附近,尤其是叶轮结构直接暴露在腔体管道中的部分。流体从右侧高速冲击在叶轮叶片上,对叶轮叶片施加压力,然后从叶片两边和下方流出。然而在流体直接冲击到的叶片顶部区域发生了速度场的突变,这是由切向式叶轮的结构特性所决定的。

能够发现在相同条件下,粘度 $65\text{ mPa}\cdot\text{s}$ 下的叶轮附近最大速度为 27.5 m/s ,略高于粘度 $45\text{ mPa}\cdot\text{s}$ 下的 26.5 m/s ,粘度的升高导致了流场流速的整体升高。分析其原因为粘度的升高使叶轮顶隙流体粘性阻力增大,减小了间隙中的流体流量,从而使叶片表面流量增加,导致叶轮转速小幅上升。

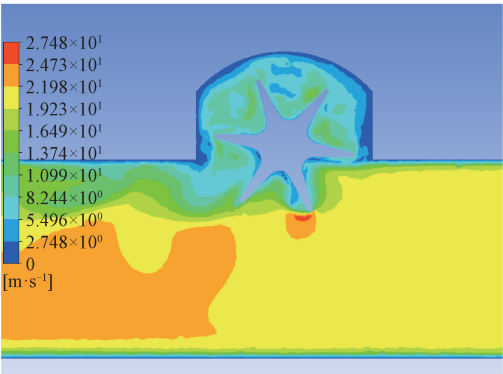
3.2 压力场分析

通过图 7 所示的流量计的截面压力云图可知,涡轮流量计正常作业时,整个腔体内的压力分布较为均匀,压



(a) 粘度为45 mPa·s时速度场云图

(a) Cloud diagram of velocity field with viscosity of 45 mPa·s



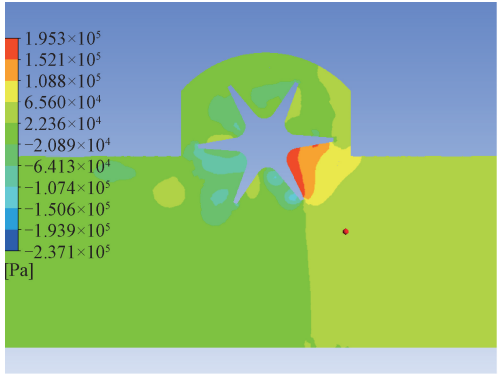
(b) 粘度为65 mPa·s时速度场云图

(b) Cloud diagram of velocity field with viscosity of 65 mPa·s

图 6 速度场云图

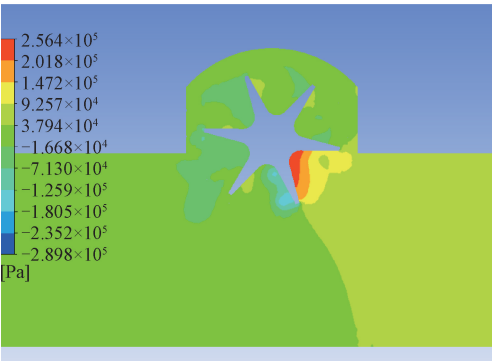
Fig. 6 Cloud diagram of velocity field

力场变化较大的地方发生在叶轮叶片与流体发生冲击的一侧,最大压力集中在叶片表面附近,粘度 $65\text{ mPa}\cdot\text{s}$ 条件下,叶轮表面处的最大压力达到 0.256 MPa ,高于粘度 $45\text{ mPa}\cdot\text{s}$ 条件下的 0.195 MPa ,压力从叶片表面向外逐渐较小。流体粘度的升高使叶轮附近流体阻力矩增大,导致作用在叶片表面的推动力增大,从而叶片受到的压力增大。



(a) 粘度为45 mPa·s时压力场云图

(a) Cloud diagram of pressure field with viscosity of 45 mPa·s



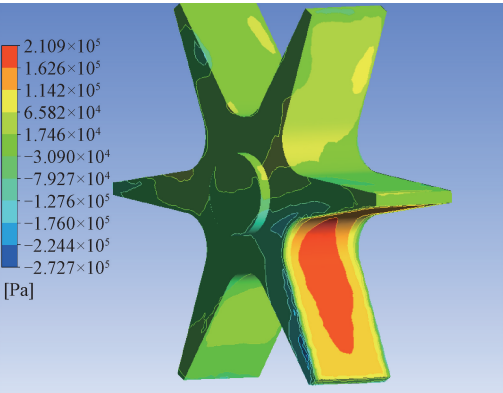
(b) 粘度为65 mPa·s时压力场云图
(b) Cloud diagram of pressure field with viscosity of 65 mPa·s

图 7 速度场云图

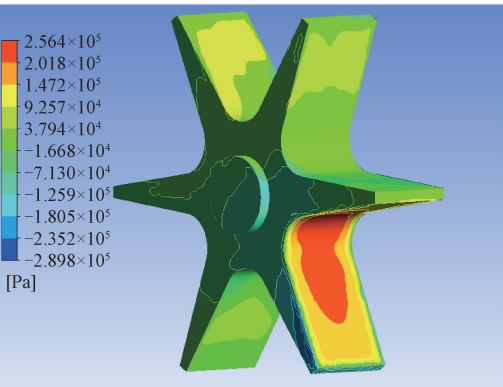
Fig. 7 Cloud diagram of pressure field

3.3 叶片表面压力分析

通过图 8 所示的叶片表面的压力分布图可知,在叶轮处于稳定工况力矩平衡状态下时,叶片上最大压力主要集中在叶片根部和叶片表面中心位置处,向着叶片边缘位置逐渐减小。这是由于叶片本身的平面结构所导致,叶片表面压力分布不均匀,无法对来流的冲击做出很好的瞬时响应。



(a) 粘度为45 mPa·s时叶片表面压力云图
(a) Cloud diagram of blade surface pressure with viscosity of 45 mPa·s



(b) 粘度为65 mPa·s时叶片表面压力云图
(b) Cloud diagram of blade surface pressure with viscosity of 65 mPa·s

图 8 叶片表面压力云图

Fig. 8 Cloud diagram of blade surface pressure

3.4 仿真结果分析

设定流体密度 1 440 kg/m³,粘度 55 mPa·s,流体体积流量范围为 0. 21~4 m³/min,其中 0. 21 m³/min 为该流体条件下,流量计管道内层流与湍流的分界流量,4 m³/min 为流量计的量程范围上限。仿真结果如表 1 所示。

表 1 仿真结果
Table 1 The simulation results

$Q/(m^3 \cdot min^{-1})$	叶片阻力/N	转速/($r \cdot min^{-1}$)	$K_S/(1 \cdot m^{-3})$
0. 21	0. 35	370. 246 2	1 898. 21
0. 25	0. 66	472. 029 8	1 888. 45
0. 32	1. 00	602. 629 2	1 883. 22
0. 42	1. 76	786. 300 6	1 858. 14
0. 50	2. 33	947. 777 9	1 842. 56
0. 58	3. 03	1 097. 051 0	1 849. 95
0. 66	4. 35	1 231. 110 0	1 880. 32
0. 74	5. 24	1 419. 373 0	1 887. 56
0. 83	6. 54	1 570. 418 0	1 892. 07
1. 00	9. 22	1 936. 019 0	1 936. 02
1. 20	13. 63	2 413. 007 0	1 979. 36
1. 60	23. 12	3 160. 512 0	1 985. 32
2. 00	34. 09	3 970. 460 0	1 985. 23
2. 40	51. 23	4 770. 032 0	1 987. 50
2. 80	70. 11	5 669. 944 0	2 024. 98
3. 20	90. 50	6 651. 360 0	2 078. 55
3. 60	118. 18	7 521. 588 0	2 089. 33

为了探究更大粘度范围内的流量计计量特性,在流体粘度 35~75 mPa·s 范围内选取35、45、55、65、75 mPa·s 5个粘度点进行仿真计算。图 9 为流量计仪表系数变化曲线图,能够发现整体仪表系数曲线呈现先减小后增大的趋势,符合涡轮流量计仪表系数曲线的一般特性。观察小流量下的仪表系数曲线能够发现,随着粘度减小,仪表系数曲线呈现整体右移增大的趋势,而在大流量下,能够明显看出在粘度 35、45 mPa·s 下的仪表系数要高于 55、65、75 mPa·s。原因主要是粘度减小导致流体阻力减小,从而整体叶轮转速随之增大,导致仪表系数随之增大。通过图 9 还可发现在粘度 35、45 mPa·s 粘度相对较低时,仪表系数相较于粘度较高时的变化要更为平缓,线性度更高;在粘度 55、65、75 mPa·s 情况下,仪表系数随着流量增大而增大的趋势更为明显,线性度降低。

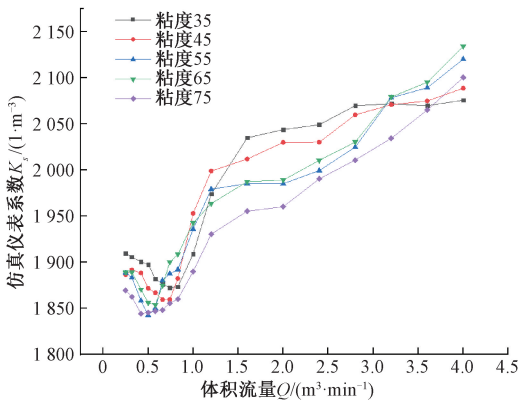


图9 粘度及体积流量对仪表系数影响曲线

Fig. 9 Influence curves of viscosity and volume flow on instrument coefficient

图10为叶轮转速随体积流量的变化关系图,发现叶轮转速和体积流量呈正比例增大关系,受粘度变化影响较小。

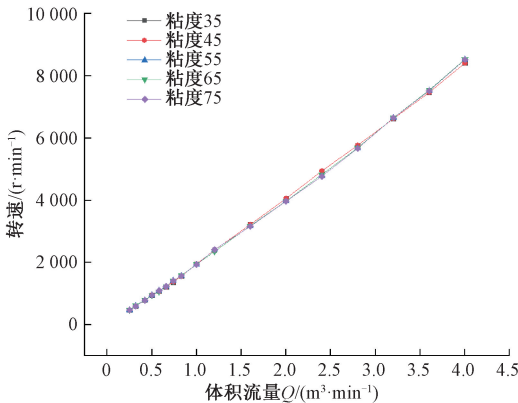


图10 粘度及体积流量对叶轮转速影响曲线

Fig. 10 Influence curves of viscosity and volume flow on impeller speed

通过图11发现,在流量计量程范围内,叶轮受到的流体阻力随体积流量 Q 的增大而增大,并呈现指数关系。随着流体粘度的增大,叶轮受到的阻力随之增大,且在大流量情况下,这种趋势更加明显,而叶轮阻力会降低叶轮转速以及仪表系数,同之前分析结果保持一致。

4 固井实验验证

4.1 固井实测条件

使用图12所示的切向式固井泥浆流量计在辽宁某油田油井进行数据采集。

固井作业现场设备有水泥灰罐、固井水罐车、固井水泥车以及井口水泥泵。泥浆流量计安装在固井注水泥车和井口水泥泵之间的管道之间,水泥车将水泥灰和水混

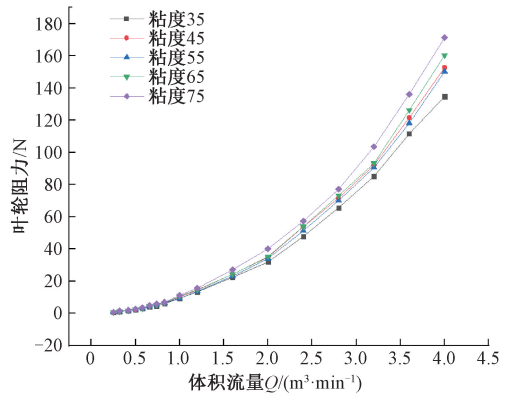


图11 粘度及体积流量对叶轮阻力影响曲线

Fig. 11 Influence curves of viscosity and volume flow on impeller resistance



图12 切向式固井泥浆流量计

Fig. 12 Tangential cementing mud flowmeter

合之后成为水泥浆注入到井下。当水泥浆从管道流过时,冲击流量计叶轮并发生旋转,并产生脉冲信号,转化为叶轮转速、瞬时体积流量等数据传输至系统箱,即采集得到所需数据,用来与仿真计算结果对比验证。其中,泥浆流量计系统箱每12 s记录一次数据。

现场对泥浆粘度的测量采用六速旋转粘度计,六速旋转粘度计主要用来测量固井作业中水泥浆等流体流变参数,而固井作业所用水泥浆粘度因油井的不同会有所变化。

所选用进行实测的泥浆流量计管道内径为50.8 mm,叶轮半径18.5 mm。油田进行固井作业的两口油井,实测注入的分别为粘度54 mPa·s、密度1500 kg/m³以及粘度50 mPa·s、密度1380 kg/m³的两种水泥浆。

4.2 仿真数据验证

由于实际固井作业中,稳定工况下监测的泥浆瞬时速度的变化大致呈阶梯式上升或下降,记录间隔太短的数据之间较为接近,不具有差异性和对比性。

根据现场作业情况,一次注入泥浆作业从开始至结束,流量计采集到的大部分稳定工况泥浆瞬时流量在1~2 m³/min左右范围内,为了在这一流量范围内最大程度选取具有对比性的流量点,进行如下选取。

1)在粘度 54 mPa·s、密度约为 1 500 kg/m³ 条件下选用数据采集过程中采集到的瞬时流量 1.66~1.98 m³/min 范围内变化最为明显的 5 个流量点作为仿真计算的输入条件,计算结果如表 2 所示。

表 2 粘度 54 mPa·s、密度 1 500 kg/m³ 固井实测数据对比
Table 2 Viscosity 54 mPa·s, density 1 500 kg/m³ comparison of cementing measured data

$Q/$ ($\text{m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$)	仿真转速/ ($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$)	实测转速/ ($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$)	误差/%
1.66	3 500.12	3 600	2.70
1.71	3 511.79	3 620	2.90
1.80	3 602.37	3 680	2.10
1.88	3 752.33	3 760	0.20
1.98	3 944.67	3 960	0.39

2)用同样方法选取粘度 50 mPa·s、密度 1 380 kg/m³ 条件下采集到的瞬时流量 1.05~2.15 m³/min 范围内的 5 个流量点,设定实际选用的流量计结构参数以及流体参数,计算结果如表 3 所示。

表 3 粘度 50 mPa·s、密度 1 380 kg/m³ 固井实测数据对比
Table 3 Viscosity 50 mPa·s, density 1 380 kg/m³ comparison of cementing measured data

$Q/$ ($\text{m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$)	仿真转速/ ($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$)	实测转速/ ($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$)	误差/%
1.05	2 144.24	2 160	0.73
1.48	3 001.40	2 980	2.00
1.75	3 800.79	3 840	2.30
1.93	3 842.46	3 860	0.15
2.15	4 406.27	4 390	0.37

将实际固井作业中采集到的两组叶轮转速数据和仿真结果进行对比,最大误差为 2.9%,最小误差 0.2%,平均误差 1.38%,仿真数据和实测数据较为接近,认为所建立的仿真模型具有较高精度。

5 结 论

针对固井工程所用的切向式涡轮流量计建立了驱动力矩、阻力矩的数学模型,并在此基础推导出仪表系数 K 的数学模型,发现粘度变化会对流量计仪表系数造成影响,使固井工程流量计量作业有了理论依据。

建立 6DOF 流体仿真模型,对流量计体积流量 0.21~4 m³/min 量程范围内,流体粘度 35、45、55、65、75 mPa·s 的流体条件分别进行仿真分析。发现随着粘度减小,仪表系数曲线呈现整体右移增大的趋势,原因主要是粘度减小导致流体阻力减小,从而整体叶轮转速和仪表系数随之增大。且随着粘度增大,仪表系数曲线线性度减小。

通过实际固井工程作业采集的流量数据和仿真数据进行对比分析,最大误差为 2.9%,最小误差 0.2%,平均误差 1.38%,验证了仿真模型的正确性,为固井泥浆流量计的研究提供了依据。

参考文献

[1] 赵学端,应启夏,沈昱明. 涡轮流量计数学模型与优化设计[J]. 上海理工大学学报,1985(2): 7-21.
ZHAO X D, YING Q J, SHEN Y M. The mathematical turbine flowmeters and optimisation of parameters [J]. Journal of Shanghai Institute of Mechanic Engineering, 1985(2): 1-15.

[2] 张永胜,刘彦军,赵伯涛. 涡轮流量计变粘度流量计算与校准方法研究[J]. 中国测试,2019,45(9): 89-93.
ZHANG Y SH, LIU Y J, ZHAO B T. Study on variable viscosity flow calculation and calibration method of turbine flowmeter [J]. China Measurement & Testing Technology, 2019, 45(9): 89-93.

[3] 王振. 涡轮流量传感器在不同流体条件下测量性能的研究[D]. 天津:天津大学,2008.
WANG ZH. Research on measurement performance of turbine flow sensor under different fluid conditions [D]. Tianjin: Tianjin university, 2008.

[4] 郭素娜,张涛,孙立军. 采用流场分析提高涡轮流量传感器性能的研究[J]. 仪器仪表学报,2015,36(11): 2473-2478.
GUO S N, ZHANG T, SUN L J. Research on improving turbine flow sensor performance by flow field analysis[J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2015, 36(11): 2473-2478.

[5] 郭素娜,孙立军,方艳,等. 导流件和叶轮强作用涡轮流量计的 CFD 仿真方法[J]. 化工自动化及仪表,2013,40(10): 1276-1280.
GUO S N, SUN L J, FANG Y, et al. CFD Simulation method for turbine flowmeter with strong action from guide vane and impellor [J]. Control & Instruments in Chemical Industry, 2013, 40(10): 1276-1280.

[6] 刘夷平,陈超,马力. 多工况下涡轮流量计标定曲线的分散与聚合[J]. 仪器仪表学报,2020,41(11): 147-154.
LIU Y P, CHEN CH, MA L. Dispersion and aggregation of calibration curves of turbine flowmeters under multiple working conditions [J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2020, 41(11): 147-154.

[7] 刘夷平,梁艳争,朱碧玉,等. 涡轮流量计在不同粘度介质下标定曲线形态的实验研究[J]. 仪器仪表学报,2022,43(2): 100-107.
LIU Y P, LIANG Y ZH, ZHU B Y, et al. Experimental

- study on the calibration curve shape of turbine flowmeter in different viscosity media [J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2022, 43(2): 100-107.
- [8] POPE J G, WRIGHT J D, JOHNSON A N, et al. Extended lee model for the turbine meter&calibrations with surrogate fluids [J]. Flow Measurement and Instrumentation, 2012, 24: 71-82.
- [9] BALL J. Turbine flow meter calibration using non-hazardous fluid mixtures to simulate fuels and lubricants[J]. Cal Lab-International Journal of Metrology, 2011, 18(3): 32-41.
- [10] 张桂夫, 王鲁海, 朱雨建, 等. 基于 PIV 测量的涡轮流量计响应分析[J]. 仪器仪表学报, 2013, 34(10): 2381-2387.
- ZHANG G F, WANG L H, ZHU Y J, et al. Turbine flowmeter response analysis based on PIV measurement[J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2013, 34(10): 2381-2387.
- [11] 郭素娜, 宋巍, 相诺林, 等. 基于 CFD 仿真的涡轮流量计动态特性研究[J/OL]. 北京航空航天大学学报, 2022; 1-11 [2022-03-17]. DOI:10.13700/j. bh. 1001-5965. 2021. 0594.
- GUO S N, SONG W, XIANG N L, et al. Research on dynamic Characteristics of turbine flowmeter based on CFD Simulation[J/OL]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2022; 1-11 [2022-03-17]. DOI:10.13700/j. bh. 1001-5965. 2021. 0594.
- [12] 王振, 张涛, 徐英. 测量小流量的切向式涡轮流量传感器的仿真与实验[J]. 天津大学学报, 2007, 40(9): 1048-1057.
- WANG ZH, ZHANG T, XU Y. Simulation and experiment on tangential type turbine flow sensor for measurement of low flow rate [J]. Journal of Tianjin University, 2007, 40(9): 1048-1053.
- [13] GUO S, YANG Z, WANG F, et al. Optimal design of wide viscosity range turbine flow sensor based on flow field analysis [J]. Flow Measurement and Instrumentation, 2021, 79: 101909.
- [14] GUO S, YANG Z, ZHU Y, et al. Analysis of blade structure impact on turbine flow sensor performance[J]. Flow Measurement and Instrumentation, 2021, 81: 102011.
- [15] 孙宏军, 冯越, 汪波. 气体涡轮流量计前导流器的数值模拟与优化设计[J]. 电子测量与仪器学报, 2016, 30(4): 550-557.
- SUN H J, FENG Y, WANG B. Numerical simulation and optimization design of front diverter for gas turbine flow-meter[J]. Journal of Electronic Measurement and Instrumentation, 2016, 30(4): 550-557.
- [16] SUN L J, ZHOU ZH Y, ZHANG T. Numerical simulation of turbine flowmeter's three-dimensional flow fields[C]. The 6th World Congress on Intelligent Control and Automation, Dalian: IEEE, 2006: 5023-5027.
- [17] 张永胜, 于小丽, 刘彦君. 6DOF 模型在涡轮流量计流体仿真中的应用[J]. 计量科学与技术, 2020(8): 55-64.
- ZAHNG Y SH, YU X L, LIU Y J. Application of 6DOF model in fluid simulation of turbine flowmeter [J]. Metrology science and Technology, 2020(8): 55-64.
- [18] 孙立军. 降低涡流量传感器粘度变化敏感度的研究[D]. 天津: 天津大学, 2004.
- SUN L J. Study on reducing viscosity sensitivity of eddy current sensor[D]. Tianjin: Tianjin university, 2004.

作者简介



孙兴伟, 分别于 1992 年和 1995 年在沈阳工业大学获得学士和硕士学位, 于 2006 年在天津大学获得工学博士学位。现为沈阳工业大学机械工程学院教授, 博士生导师, 主要研究方向为复杂曲面测量与数控加工轨迹优化、数控技术与专用集成数控系统、CAD/CAM/CAE 技术等。

E-mail: sunxingw@126.com

Sun Xingwei received her B. Sc. degree and M. Sc. degree both from Shenyang University of Technology in 1992 and 1995, and received her Ph. D. degree from Tianjin University in 2006. She is currently a professor and a Ph. D. advisor in the School of Mechanical Engineering at Shenyang University of Technology. Her main research interests include complex surface measurement and NC machining trajectory optimization, CNC technology and dedicated integrated CNC system, and CAD/CAM/CAE technology.



杨赫然 (通信作者), 分别于 2006 年、2008 年和 2012 年在吉林大学获得学士、硕士和博士学位, 现为沈阳工业大学机械工程学院副教授, 主要研究方向为复杂曲面数字化制造技术与装备。

E-mail: yangheran@sut.edu.cn

Yang Heran (Corresponding author) received his B. Sc. degree, M. Sc. degree and Ph. D. degree all from Jilin University in 2006, 2008, and 2012, respectively. He is currently an associate professor in the school of Mechanical Engineering at Shenyang University of Technology. His main research interests include digital manufacturing technology and equipment of complex surface.