

1-2-2019

CFD-based Research on the Erosion of the Fracturing Pump valve structure

Mo Li

1.College of Mechanical and Electrical Engineering, Southwest Petroleum University, Chengdu 610500, China;;

Xiaobing Wang

1.College of Mechanical and Electrical Engineering, Southwest Petroleum University, Chengdu 610500, China;;

Wang Jun

2.Cnpc Baoji Oilfield Machinery CO., LTD, Baoji 721000, China;

Guangcai Zhuang

1.College of Mechanical and Electrical Engineering, Southwest Petroleum University, Chengdu 610500, China;;

Follow this and additional works at: <https://dc-china-simulation.researchcommons.org/journal>



Part of the [Artificial Intelligence and Robotics Commons](#), [Computer Engineering Commons](#), [Numerical Analysis and Scientific Computing Commons](#), [Operations Research](#), [Systems Engineering and Industrial Engineering Commons](#), and the [Systems Science Commons](#)

This Paper is brought to you for free and open access by Journal of System Simulation. It has been accepted for inclusion in Journal of System Simulation by an authorized editor of Journal of System Simulation.

CFD-based Research on the Erosion of the Fracturing Pump valve structure

Abstract

Abstract: In view of the characteristic of severe erosion and abrasion in the fracturing pump valve, CFD-based erosion and failure is simulated and computed. The distributed rule of the pump valve lift, *times of stroke, the height of the seal and the sealing contact length at a certain moment are shown*. By analyzing the characteristic of the flow field from the simulated result and the failure mechanism of the fracturing pump valve, it is concluded that the lift is smaller, the greater is the flow velocity, the high times of stroke will increase the flow rate and the lag height of the pump valve, *when the valve of h_1 becomes bigger, although the force of the valve disk shocking the seat is smaller, the velocity of the valve becomes even bigger and the area is reduced, when the valve of L becomes smaller, although the force of the valve disk shocking the seat is greater, the velocity of the valve becomes even smaller and the failure is reduced*.

Keywords

the fracturing pump, pump valve, erosion and failure, simulation and computation

Recommended Citation

Mo Li, Wang Xiaobing, Wang Jun, Zhuang Guangcai. CFD-based Research on the Erosion of the Fracturing Pump valve structure[J]. Journal of System Simulation, 2018, 30(2): 629-635.

基于 CFD 压裂泵泵阀结构冲蚀流场研究

莫丽¹, 王晓兵¹, 王军², 张光才¹

(1. 西南石油大学机电工程学院, 四川 成都 610500; 2. 宝鸡石油机械有限责任公司, 陕西 宝鸡 721000)

摘要: 针对压裂泵泵阀冲蚀磨损严重的特点, 利用 CFD 软件对泵阀阀隙流域进行流场仿真计算, 得到不同泵阀升程、冲次、凡尔胶皮突出高度 h_1 和凡尔胶皮接触长度 L 的流场分布状态。结合压裂泵泵阀的失效机理, 通过对计算结果中的流场状态分析表明: 小升程下, 阀隙流速最大; 高冲次会提高流速和增大泵阀滞后高度; h_1 的值越大, 阀盘对阀座冲击越小, 但阀隙最大流速增大, 阀隙过流面积减小; L 的值越小, 阀盘对阀座冲击越大, 但流速减小, 且有利于减小泵阀的冲蚀磨损。

关键词: 压裂泵; 泵阀; 冲蚀失效; 仿真计算

中图分类号: TE934 文献标识码: A 文章编号: 1004-731X (2017) 08-0629-07

DOI: 10.16182/j.issn1004731x.joss.201708032

CFD-based Research on the Erosion of the Fracturing Pump valve structure

Mo Li¹, Wang Xiaobing¹, Wang Jun², Zhuang Guangcai¹

(1. College of Mechanical and Electrical Engineering, Southwest Petroleum University, Chengdu 610500, China;

2. Cnpc Baoji Oilfield Machinery CO., LTD, Baoji 721000, China)

Abstract: In view of the characteristic of severe erosion and abrasion in the fracturing pump valve, CFD-based erosion and failure is simulated and computed. The distributed rule of the pump valve lift, times of stroke, the height of the seal and the sealing contact length at a certain moment are shown. By analyzing the characteristic of the flow field from the simulated result and the failure mechanism of the fracturing pump valve, it is concluded that the lift is smaller, the greater is the flow velocity, the high times of stroke will increase the flow rate and the lag height of the pump valve, when the valve of h_1 becomes bigger, although the force of the valve disk shocking the seat is smaller, the velocity of the valve becomes even bigger and the area is reduced, when the valve of L becomes smaller, although the force of the valve disk shocking the seat is greater, the velocity of the valve becomes even smaller and the failure is reduced.

Keywords: the fracturing pump; pump valve; erosion and failure; simulation and computation

引言

随着压裂泵向着高压、高冲次、大排量方向发展, 压裂泵泵阀寿命越来越短, 直接制约了石

油压裂增采的效益; 通过现场调研, 泵阀主要失效形式有: 阀座下沉、阀盘金属剥落、凡尔胶皮破坏以及阀杆断裂, 学者周锡容、翟玉生、周秋沙^[1-3]等对泵阀失效机理进行了研究, 得出泵阀寿命低的原因在于受到磨料磨损、冲蚀磨损和疲劳磨损的联合作用; 由于压裂泵泵阀工况及其恶劣, 本文主要对泵阀的冲蚀磨损机理进行研究, 冲蚀是压裂液中携带的固体陶粒颗粒所引起, 与泵阀



收稿日期: 2015-09-17 修回日期: 2015-12-16;
基金项目: 国家科技重大专项基金(2011ZX05037-002);
作者简介: 莫丽(1968-), 女, 四川南充, 硕士生, 副教授, 硕导, 研究方向为机械设计的教学; 王晓兵(1987-), 男, 四川广安, 硕士生, 研究方向为油气钻采设备。

<http://www.china-simulation.com>

的流场分布密切相关；因此，要揭示泵阀的冲蚀失效机理，就必须充分了解阀隙流场的流速分布以及流动规律，研究阀盘、阀座与压裂液的相互作用机制。目前，一些学者对泵阀的流场进行了研究^[4-7]，但并没有考虑凡尔胶皮和活塞对流场的影响，本文利用计算流体力学(CFD)建立了压裂泵泵阀的三维流场模型，仿真了泵阀流域中压裂液的速度和压力分布规律，定性分析了压裂泵泵阀升程、泵阀冲次以及凡尔胶皮结构对流场的影响，对该类泵阀的设计与结构优化具有重要理论意义和工程参考价值。

1 泵阀流场模型的建立

压裂泵的液力端是由阀箱、柱塞及其密封、吸入阀和排出阀组件、缸盖等组成，其作用是吸入低压液体，通过柱塞的作用，变机械能为液压能，实现液体的循环，如图1所示为压裂泵液力端的结构图。根据液力端的结构设计总图，考虑到实际数值模拟的可行性，对液力端排出阀建模进行了合理简化。为了保证仿真计算的精确度，对流场影响较大的阀座与阀盘间隙位置、排出阀和柱塞等部分按照实际尺寸进行建模。忽略了泵阀的导向爪、泵阀弹簧和阀杆的结构。

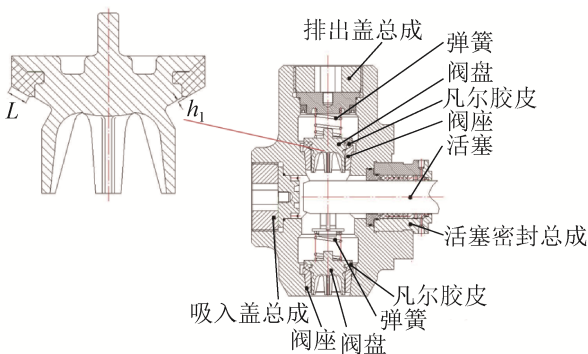


图1 压裂泵液力端结构图

Fig. 1 Structure of Fluid end of Fracturing Pump

采用ansys workbench中内嵌的mesh进行网格划分，由于排出端内流道比较复杂，因此，采用mesh中自动划分法进行网格划分；实际计算时为

为了满足计算精度的需要，又不增加不必要的计算量，在进、出口位置设置单元尺度较小，同时为了提高计算精度，对阀盘面和阀座面进行加密网格。对升程 h 为1.1734时的模型进行具体网格划分后，所得网格节点为286106，单元为1036070；网格情况如图2所示。

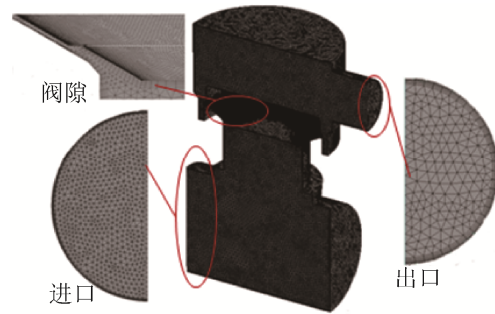


图2 有限元模型

Fig. 2 Finite element model

仿真分析使用的计算机硬件为：cpu: Intel(R) Core(TM)i7-4790@3.60 GHz,

内存：16 G(金士顿 DDR3 1600MHz)

显卡：Nvidia GeForce GTX 750(1GB/七彩虹)

主硬盘：金士顿 SV300S37A120G(120 GB/固态硬盘)

模型在ansys workbench中的运行界面如图3所示。

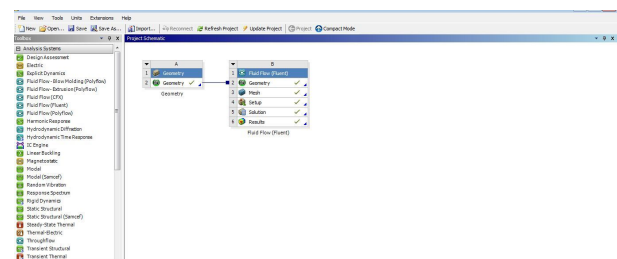


图3 软件的运行界面

Fig. 3 Running interface of the software

2 边界条件

通过对液力端的分析可知，液力端在排出液体的过程中，液缸内部流体流动也为紊流，流场较为复杂，流场内各参数(压力、流速等)随时间作连续

的无规则变化, 因此对排出腔内的流场数值模拟提出以下假设^[8-9]:

(1) 流体为连续的不可压缩牛顿流体(即速度梯度变化时, 动力粘度 μ 不变);

(2) 数值计算方法采用有限元体积法中常用的 SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations) 算法, 求解离散方程组;

(3) 在阀隙环形流道中各质点以阀盘轴线对称。

通过文献[10]得到泵阀的运动方程(1), 借助 MATLAB 得到泵阀在不同升程的速度, 并以此做为阀盘的运动边界, 以及得到所对应的曲柄转角, 进而通过活塞运动方程(2)和(3)式^[11]计算出活塞的位移和活塞速度; 以活塞的速度为流场的进口速度边界。

泵阀运动方程:

$$\mu\pi d_{\text{阀}} \sqrt{2 \frac{G+R}{f_{\text{阀}} \rho}} \sin \theta h = Frw \sin wt - f_{\text{阀}} \frac{dh}{dt} \quad (1)$$

活塞位移方程:

$$s = (1 + \cos \varphi) - l(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}) \quad (2)$$

活塞速度方程:

$$u = -rw(\sin \varphi + \frac{\lambda \sin \varphi}{2\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}}) \quad (3)$$

式中: μ 为流量系数, $d_{\text{阀}}$ 为阀盘直径, mm; G 为泵阀在液流中的重量, N; R 为弹簧作用在泵阀上的力, N; θ 为泵阀锥角, h 为泵阀升程, mm; ρ 为压裂液密度, kg/m^3 ; F 为活塞面积, mm^2 ; r 为曲柄半径, mm; w 为曲柄角速度, $f_{\text{阀}}$ 为阀盘断面积, mm^2 ; φ 为曲柄转角, l 为连杆长度, λ 为连杆比, 且 $\lambda = r/l$ 。

为了进一步探讨阀体及阀隙间的流场速度分布与阀的升程 h 、泵阀的冲次 n 以及凡尔胶皮的长度 L 和凡尔胶皮高度 h_1 的关系; 因此, 第 1 种情况分析泵阀流场与阀升程 h 的关系, 选取 5 种小升程进行流场分析, 分析其流场压力和速度的变化规律, 相应的边界条件如表 1 所示。

表 1 升程情况下的边界条件

Tab. 1 The boundary condition of the lift condition

| 曲柄转角 $\varphi/^\circ$ | 阀盘升程 h/mm | 阀盘速度 v/ms^{-1} | 活塞行程 s/mm | 活塞速度 u/ms^{-1} |
|-----------------------|--------------------|-------------------------|--------------------|-------------------------|
| 38 | 1.173 4 | 1.04 | 18.60 | 2.40 |
| 41 | 2.249 7 | 0.95 | 21.48 | 2.56 |
| 44 | 3.239 0 | 0.88 | 24.51 | 2.71 |
| 48 | 4.437 0 | 0.79 | 28.79 | 2.89 |
| 52 | 5.511 8 | 0.71 | 33.31 | 3.07 |

第 2 种情况分析泵阀流场与泵冲次 n 的关系, 选取在泵阀升程为 1.173 4 mm 时 5 种冲次的流场分析, 总结冲次 n 对流场的影响, 相应的边界条件为: 冲次在 300、350、400、450 和 500 min^{-1} 时, 阀盘速度分别为 0.54、0.69、0.85、1.04 及 1.23 m/s, 活塞速度分别为 1.61、1.88、2.15、2.40 及 2.64 m/s。

凡尔胶皮在泵阀结构中起到两个作用: 一方面是当阀盘冲击阀座时, 凡尔胶皮可以吸收阀体运动产生的大量动能, 减小高速的阀盘冲击阀座产生的破坏; 另一方面当泵阀关闭时, 凡尔胶皮和阀盘在外力作用下, 紧紧的贴在阀座上, 防止压裂液的漏失, 起到密封的作用。为了研究凡尔胶皮对泵阀流场的影响, 因此, 第三种及第四种情况在升程 h 为 1.173 4 mm 时, 分别对凡尔胶皮突出高度 h_1 和凡尔胶皮接触长度 L 进行分析研究, 如图 1 阀盘放大图所示, 在第三种情况下模型分别建立凡尔胶皮突出高度 h_1 为 0 mm、0.533 5 mm、1.067 mm、1.600 5 mm 和 2.134 mm, 边界条件进口为速度进口, 速度为 2.4 m/s; 阀盘为动壁面, 速度为 1.04 m/s; 出口为压力出口, 压力为 78 MPa。在第四种情况下模型分别建立凡尔胶皮接触长度 L 为 10.12 mm、11.12 mm、12.12 mm、13.12 mm 和 14.12 mm, 边界条件进口为速度进口, 速度为 2.4 m/s; 阀盘为动壁面, 速度为 1.04 m/s; 出口为压力出口, 压力为 78 MPa。

3 数值模拟的理论方程

压裂液在泵阀阀隙内的流动是非常复杂的湍流流动, 但是为了简化分析, 采用标准 $k-\varepsilon$ 方程模型作为封闭方程, 得到了流体在泵阀流动中所满足

的控制方程^[12]如下。

连续性方程为：

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial(\rho x_i)} = 0 \quad (4)$$

动量守恒方程为：

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial(x_j)} = -\frac{\partial}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\eta \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \rho u_i u_j) \quad (5)$$

湍流模型为：

$$\begin{aligned} \rho \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \rho u k \frac{\partial \varepsilon}{\partial x k} &= \frac{\partial \varepsilon}{\partial x k} [(n + \frac{\eta_t}{\sigma_t}) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x k}] + \frac{c_1 \varepsilon}{k} n + \\ \frac{\partial u_i}{\partial x_j} (\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_i}{\partial x_i}) - c_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{k} &\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho u_j \frac{\partial k}{\partial x_i} = \\ \frac{\partial}{\partial x_i} [(n + \frac{\eta_t}{\sigma_k}) \frac{\partial k}{\partial x_j}] + n_t \frac{\partial u_i}{\partial x_j} &+ (\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_i}{\partial x_i}) - \rho \varepsilon \\ n_t &= c_u \rho k^2 / \varepsilon \end{aligned} \quad (6)$$

式中： ρ 为流体密度， kg/m^3 ； p 为压力， Pa ； \mathbf{u} 为流体的速度矢量， m/s ； n_t 为湍流粘性系数， $\text{kg}/(\text{m}\cdot\text{s})$ ； ε 为耗散率， m^2/s^3 ； k 为湍流动能， m^2/s 。

4 计算结果分析

4.1 泵阀升程对流场的影响

图4为阀盘在升程 h 为1.1734工况下泵阀对称面处的速度分布云图、压力分布云图和阀隙速度矢量图。

在图4(b)中，A位置和B位置部位，随着结构的突变，流速方向发生明显的转向；结合速度矢量图和速度分布图可知，整个流场的最大速度区域出现在B处，即凡尔胶皮的底角处。

流场计算是冲蚀模拟的基础，泵阀及流道管壁的磨损往往取决于内部流体的流动特性。在泵阀流道中，水流流速、压力梯度和流向沿程调整。在阀隙入口处，如图4(c)、(d)所示，由于流道截面突然变窄，流体不能在阀盘底面处发生转向流向阀隙，导致大量流体在此处聚集，造成阀盘底面的压力逐

渐增大；随着后续流体的继续跟进，流体从高压区的阀盘底面逐渐冲向低压区的阀隙中，由于受到阀隙下缘剪切流的影响，其流体方向逐渐转为沿阀隙的方向。

在阀隙中，如图4(c)所示，首先流体进入阀隙后，速度明显高于阀隙其他部分的速度，阀隙最大流速区域出现在凡尔胶皮下底角处，且阀隙中间的速度有向两壁面逐渐减小的趋势；其次，如图4(a)所示，流体进入阀隙后，涡量变化剧烈，涡量最大绝对值也出现在凡尔胶皮下底角处，随着流体的流动，涡量在阀隙中逐渐减小，但数值仍然很大，导致阀隙区域处于强烈的湍流状态，造成流体能量的损失以及压裂液颗粒在阀隙中复杂的运动。这可能是因为底角处的结构突变不仅使流向发生了改变，而且会使局部压力降低，导致流速增大，从而破坏层流的稳定性。

通过分析得到其他四个升程下的流场变化情况，其速度分布云图、压力分布云图、涡量图及速度矢量图分布规律大致相同，在阀隙中，升程 h 为2.2497、3.2390、4.4370及5.5118mm下，相应的最大流速为39.3、30.5、24.4和20.9m/s；由此可得出，首先，随着升程的增加，阀隙最大流速明显减小，阀隙流场中间区域亮度较高，而在阀盘与阀座面附近亮度偏暗，流速偏低。其次，对几个升程下最大流速位置都发生在阀盘凡尔胶皮底角处，这与现场调研泵阀凡尔胶皮失效位置一致，如图5所示。

在实际的泵阀工作中，由于阀隙流道剧烈的湍动作用下，压裂液中的石英砂或者陶粒以极大的速度对凡尔胶皮工作面和泵阀锥面产生切削作用，随着流体持续的冲刷作用，且阀盘与阀座工作锥面的硬度远高于凡尔胶皮的硬度，因此，在凡尔胶皮底角处必然最先发生冲蚀失效。

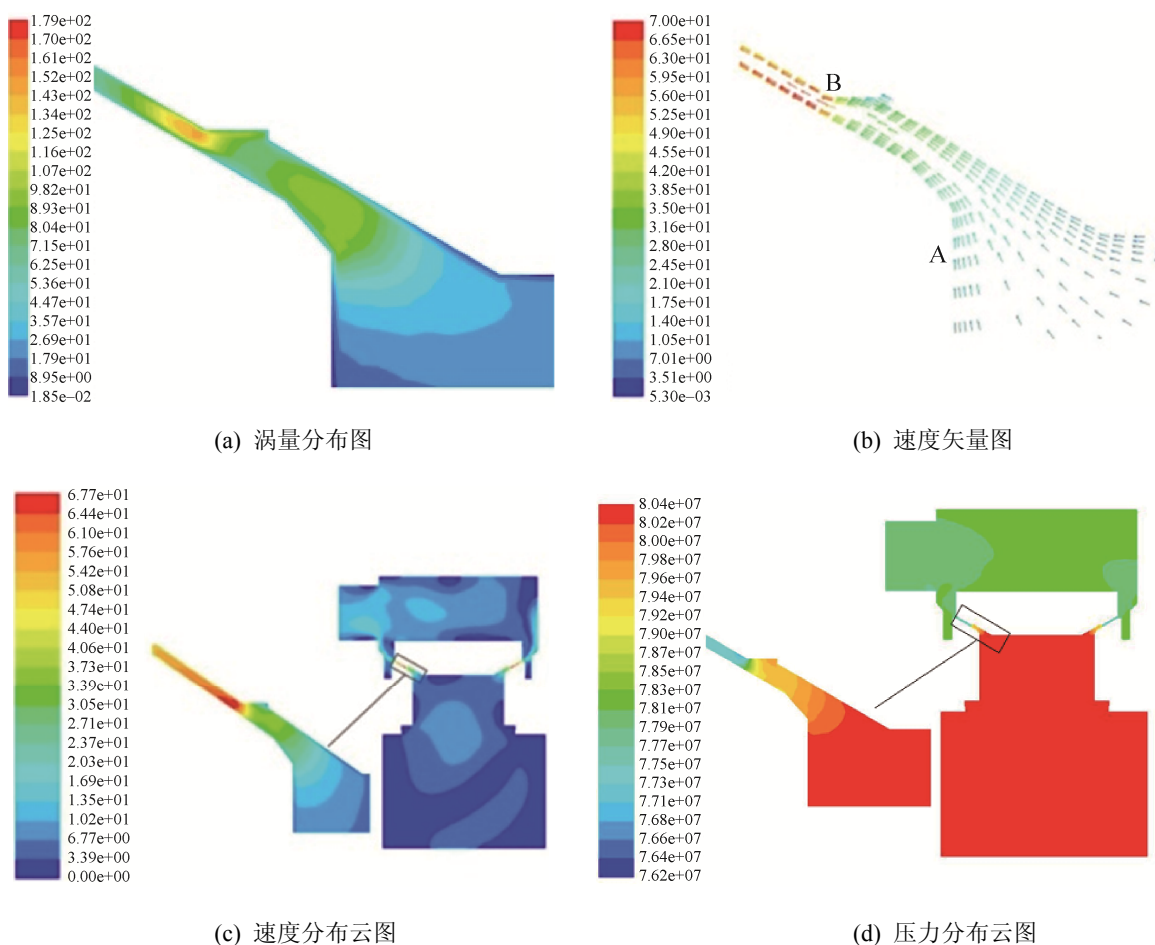


图 4 阀盘升程为 1.1734 的泵阀流场状态
Fig. 4 Flow field state of 1.1734 Pump Valve

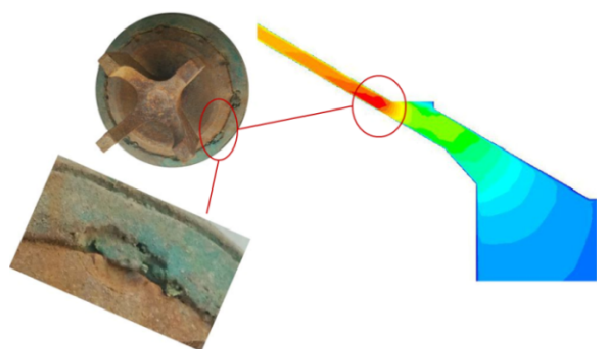


图 5 凡尔胶皮失效图
Fig. 5 Failure diagram of Pump Valve Rubber

4.2 泵阀冲次对流场的影响

通过图 6 可知, 随着冲次的增大, 通过阀隙的最大流速也在增加, 五种情况下流体速度最大值都集中在阀盘凡尔胶皮底角区域处; 可见, 首先当冲

次提高后, 阀隙流速逐渐增大, 压裂液中的硬质颗粒就会以极大的速度刺入凡尔胶皮的密封表面, 其密封面就会逐渐形成一些沟槽和划痕, 进而使凡尔胶皮发生流体的冲刷破坏。其次, 由方程(1)可得, 在冲次 300、350、400、450 及 500 min^{-1} 下, 对应的阀盘滞后高度为 1.83、2.13、2.43、2.74 及 3.03 mm; 随着冲次提高, 泵阀的滞后高度增加, 泵阀的滞后角就越大, 泵的容积效率就越低, 并且当阀盘坐落在阀座上时, 由于滞后高度越大, 阀盘对阀座的关闭作用力越大, 泵阀越容易损坏; 最后, 冲次提高后, 会使泵传动部分的往复运动零件的惯性力增加, 一方面使活塞上的作用力增大, 同时泵传动部分其它各零部件载荷也相应增大, 进而降低泵动力端的寿命^[11]。

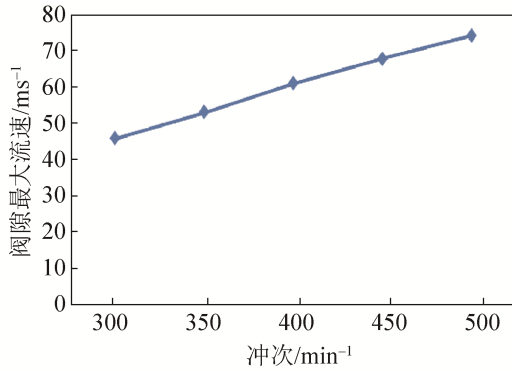
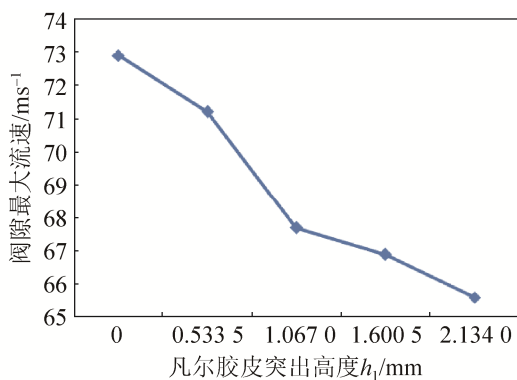


图6 阀隙最大流速随冲次的变化

Fig. 6 Maximum flow velocity varies with the rush

4.3 泵阀凡尔胶皮高度 h_1 对流场的影响

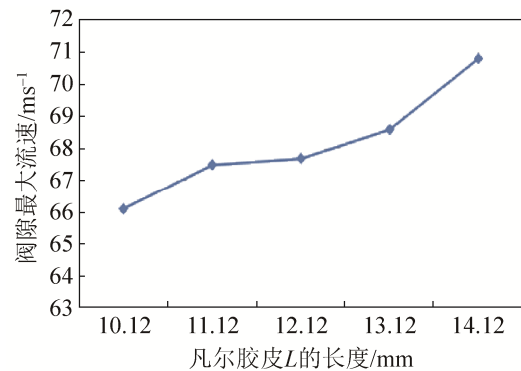
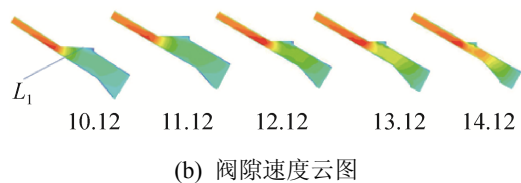
由图7可知, 阀隙最大流速随着凡尔胶皮突出高度 h_1 的增大而逐渐减小, 且减小的趋势比较明显; 当没有凡尔胶皮时, 泵阀的最大速度出现在阀盘底角处, 而其他情况, 均出现在泵阀的凡尔胶皮底角处; 凡尔胶皮突出高度 h_1 , 一方面不能过小, 因为当阀下落时, 密封圈首先与阀座接触, 对紧接着阀盘与阀座金属面之间的刚性接触起缓冲作用, 如果凡尔胶皮太小, 这种缓冲作用就越小; 另一方面凡尔胶皮也不能过大, 因为凡尔胶皮过大, 就会减小阀隙有效过流面积, 增加阀内的水力阻力损失, 且密封唇部易被高压液流冲刷而发生破坏。

图7 h_1 与最大流速的变化Fig. 7 The change of h_1 and the maximum velocity

4.4 泵阀凡尔胶皮长度 L 对流场的影响

由图8可知, 阀隙最大流速随着长度 L 的增

加, 流速逐渐增大, 且速度最大值仍然在凡尔胶皮底角, 靠近阀座面处; 根据8(b)阀隙速度云图, 可见凡尔胶皮接触长度 L 越长, 凡尔胶皮就越靠近阀座底角, 对于泵阀冲击而言, 凡尔胶皮的减震效果越好, 但对于泵阀的冲蚀磨损方面, 首先, L 的增加会导致凡尔胶皮与阀座形成的高速区域距离变长, 这就会更多的冲刷着泵阀锥面, 且会增加泵阀的水力阻力损失; 其次, L_1 的作用是(此模型是建立在凡尔胶皮突出高度 h_1 不变): 当阀盘即将关闭时, 凡尔胶皮在高压差下, 发生变形, L_1 向下变形, 将阀隙中的压裂液挤出阀隙外, 阻止压裂液中的固体颗粒停留在阀盘与阀座的配合表面之间; 随着 L 的增加, L_1 的长度会逐渐变小, 从而使阻止压裂液中固体颗粒停留在阀盘与阀座这种能力变弱。因此, 为了防止凡尔胶皮被冲刷破坏, 减小阀隙的过流速度, 提高阀的寿命, 应该减小阀隙的接触长度 L 。

(a) L 与最大流速变化关系

(b) 阀隙速度云图

图8 L 对阀隙最大流速的影响

Fig. 8 Effect of valve gap with the maximum flow velocity

5 结论

(1) 随着泵阀升程的增大, 阀隙最大流速减小幅度较大, 但流场分布规律都基本相似, 最大流速都出现在凡尔胶皮底角处, 且阀隙中的流速近似成

抛物线分布, 其阀隙中间流速最大, 中间向泵阀面流速逐渐减小; 涡量在阀隙中处于剧烈湍动状态, 但涡量沿着阀隙逐渐减小; 为了延长凡尔胶皮寿命, 在对凡尔胶皮进行设计时, 应该对底角进行结构优化, 以降低此处的最大流速。

(2) 泵阀冲次的提高, 不仅增大了阀隙最大流速, 而且会使得阀盘的滞后高度增大, 降低泵的容积效率, 且增大阀盘坐落在阀座上的冲击力; 冲次的提高同时也会使压裂泵动力端各往复运动零件惯性力的增加, 降低压裂泵的使用寿命。

(3) 随着凡尔胶皮突出高度 h_1 的增大, 阀隙最大流速明显减小, 当凡尔胶皮 h_1 为 0 时, 阀隙最大流速出现在阀盘底角处, 而其他均出现在凡尔胶皮底角, 且要选择合适的高度 h_1 则需同时考虑缓冲作用和阀隙过流面积这两个因素。

(4) 阀隙最大流速随着长度 L 的增加, 流速逐渐增大, 且最大流速仍然在凡尔胶皮底角处, L 越长, 虽然能够降低阀盘的冲击作用, 但会提高阀隙流速, 降低阻止压裂液固体颗粒停留在阀盘与阀隙之间的能力, 因此, 适当减小阀隙的接触长度 L 有利于提高泵阀寿命。

参考文献:

- [1] 翟玉生, 李安, 张金中, 等. 阀盘的运动特性与泵阀失效机理[J]. 石油大学学报(自然科学版), 1996, 20(5): 51-55.
Zhai Yusheng, Li Au, Zhang Jinzhong, MOTION CHARACTERISTIC AND FAILURE OF DRILLING PUMP VALVE[J]. Journal of the University of petroleum, China, 1996, 20(5): 51-55.
- [2] 周锡容, 罗安贤, 王子瑜, 等. 压裂泵泵阀失效分析[J]. 石油机械, 1990, 18(9): 21-24.
Zhou Xirong, Luo Anxian, Wang Ziyu. Failure analysis of pump valve of fracturing pump[J]. China Petroleum Machinery, 1990, 18(9): 21-24.
- [3] 周秋沙, 周锡容, 王子瑜, 等. 压裂泵泵阀微观失效机理探讨 [J]. 石油矿场机械, 1991, 7(5): 33-35.
Zhou Qiusha, Zhou Xirong, Wang Ziyu, et al. Discussed of the microfailure mechanism of pump valve of fracturing pump[J]. Oil Field Equipment, 1991, 7(5): 33-35.
- [4] 韩传军, 刘洋, 李蓉, 等. 基于CFD的三缸柱塞泵泵阀失效机理研究 [J]. 石油机械, 2011, 10(39): 9-11.
Han Chuanjun, Liu Yang, Li Rong, et al. Studied of the failure mechanism of three cylinder plunger pump valve[J]. China Petroleum Machinery, 2011, 10(39): 9-11.
- [5] 莫丽, 王晓兵, 王军. 基于CFD的压裂泵泵阀结构特性分析 [J]. 机械设计, 2015, 30(6): 75-78.
Mo Li, Wang Xiaobing, Wang Jun. Structural analysis for fracturing-pump-valve based on CFD simulation[J]. Journal of machine design, 2015, 30(6): 75-78.
- [6] 杨国安, 黄聪, 于丽. 基于FLUENT的钻井泵阀隙流场仿真计算 [J]. 石油矿场机械, 2008, 37(3): 41-44.
Yang Guoan, Huang Cong, Yu Li. Compute and Analysis of the Flow Field in the play of the Drilling Pump Valve Based on the Simulation by FLUENT[J]. OIL FIELD EQUIPMENT, 2008, 37(3): 41-44.
- [7] 殷鑫. 钻井泵阀隙流场PIV实验研究[D]. 北京: 北京化工大学, 2010.
Yin Xin. Experimental study on the PIV valve gap flow field of drilling pump valve[D]. Beijing: Beijing University of Chemical Technology, 2010.
- [8] 王振伟, 丁亚婷, 杜平安. 有限元法的应用现状研究 [J]. 机械设计, 2005, 3(22): 6-8.
Wang Zhenwei, Ding Yanting, Du Pingan. Studied of the application of finite element method[J]. Journal of machine design, 2005, 3(22): 6-8.
- [9] 高雯. 若干流体力学方程的研究[D]. 西安: 西北大学, 2014.
Gao Wen. The study of several fluid dynamics equations[D]. Xi'an: Northwest University, 2014.
- [10] 李君裕. 魏斯特法尔现象及泵阀运动规律的探讨 [J]. 石油钻采机械, 1984, 21(6): 11-26.
LI Junyu. The study on the phenomenon of weisteffar and the law of pump valve movement[J]. oil drilling machine, 1984, 21(6): 11-26.
- [11] 华东石油学院. 石油矿场往复泵: 国外近期发展综述 [M]. 兰州: 石油机械研究所, 1975.
East China petroleum institute. Oil field reciprocating pump: Recent developments in foreign countries[M]. Lan Zhou: Petroleum Machinery Research Institute, 1975.
- [12] 王福军. 计算流体动力学分析 CFD 软件原理与应用 [M]. 北京: 清华大学, 2004: 7-12.
Wang Fujun. Computational fluid dynamics analysis CFD software principles and applications[M]. Beijing: THU, 2004: 7-12.