

文章编号: 1002-5855 (2001) 06-0001-04

## 钻井泵阀的设计研究

王中辉, 朱江

(北京石油化工学院, 北京 102600)

**摘要** 在分析泵阀失效的基础上, 提出了一套合理的泵阀设计方法, 并以此为基础设计制造了新型泵阀。该阀具有密封好, 冲击小及耐磨损等特点。

**关键词** 泵阀; 失效分析; 设计; 制造

**中图分类号**: TE927      **文献标识码**: A

### Design and research of a new type of drilling pump valve

WANG Zhong-hui, ZHU Jiang

(Department of Mechanical Engineering, Beijing Institute of Petro-chemical Technology, Beijing 102600, China)

**Abstract:** The drilling pump valve is one of the most important wearing parts of drilling pump. The design of drilling pump valve directly influences the working performance and using life of drilling pump. In this paper, based on the failure analysis of drilling pump valve, a optimal design has been advanced, then a new type of drilling pump valve has been designed and manufactured. Field tests have been also performed and the results are satisfactory.

**Key words:** drilling pump valve; failure analysis; design; manufacture

#### 1 概述

钻井泵是钻井时用作循环泥浆的设备, 分析其工作原理和运动过程, 钻井泵的关键部位是液力端, 而泵阀则对液力端起到控制作用。由于泵阀的运动规律、工况及破坏过程复杂, 泵阀寿命较低的问题一直未能得到很好的解决, 严重影响钻井时效及进度。近几年来, 随着钻井工艺的强化, 水力喷射钻井工艺的推广, 泵压升高, 排量增大, 从而对泵阀提出了更高的要求。因此, 需要研制新型泵阀, 以改善泵阀的工作性能, 提高其使用寿命。本文在对泵阀失效分析的基础上, 找出其失效的主要原因, 提出一套合理的设计计算公式, 并以此为依据, 设计出长寿命泵阀, 满足了生产需要。

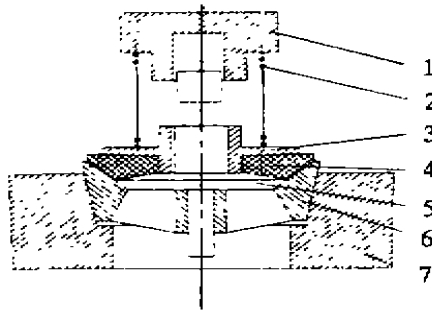
#### 2 分析

泵阀(图1)失效是多种因素综合影响的结果, 采用单一因素分析方法不能从根本上解决问题。因此把阀瓣、密封圈和阀座看作一个串联系统, 与泥浆组成一个开式摩擦系统(系统内的物质和能量与周围介质等出现相互转化), 采用故障树分析法对泵阀进行定性和定量分析。从中可以看出, 介质对密封面和阀腔冲刷造成的冲蚀磨损, 阀瓣对阀座高速撞击引起的冲击磨损, 密封圈加工工艺不合理, 流道变化引起的汽蚀及选材不当等, 是影响泵阀寿命的重要因素。另外, 加工质量, 安装误差, 运输中的损坏等因素也不容忽视。

冲蚀磨损与液流速度有密切关系, 液流速度越大, 冲蚀越严重。因此, 设计泵阀时要把

**作者简介:** 王中辉(1968-), 男, 山东泰安人, 讲师, 从事机械设计及制造方面的研究。

液流速限定在安全范围内。阀门关闭滞后可引起阀隙液体倒流，此高速反向流对泵阀冲蚀更严重，因而应尽量减少滞后。



1. 阀盖 2. 弹簧 3. 螺母 4. 密封圈  
5. 阀瓣 6. 阀座 7. 阀体

图1 泵阀结构

阀瓣高速冲击阀座，阀座锥面下部与阀瓣接触，上部与密封圈接触，由于密封圈的缓冲作用而减小了变形，从而使阀座下沉形成上下两锥面。这样阀隙流道发生变化，加剧了泥浆冲蚀和汽蚀，使阀瓣和密封圈密封失效。

### 3 设计

泵阀是钻井工作过程的直接组成件，也是钻井泵中易损件之一。设计时应考虑阀门的及时启闭，其关闭速度和关闭滞后角度应尽可能小，以减小关闭冲击和回流损失。所选材料应有足够的强度和刚度，对泥浆冲蚀有较强的抵抗能力。还应保证阀门流阻小，密封可靠，结构简单，拆装方便，工艺性好，有良好的互换性，工作平稳，噪声小，寿命长。

在泵阀失效分析基础上，综合考虑其特点，设计了一种新型泵阀（图2）。该阀改进了阀瓣和密封圈的结构及阀体与阀座的配合形式。另外，为使阀瓣运动时对中性好，加长了导向杆。

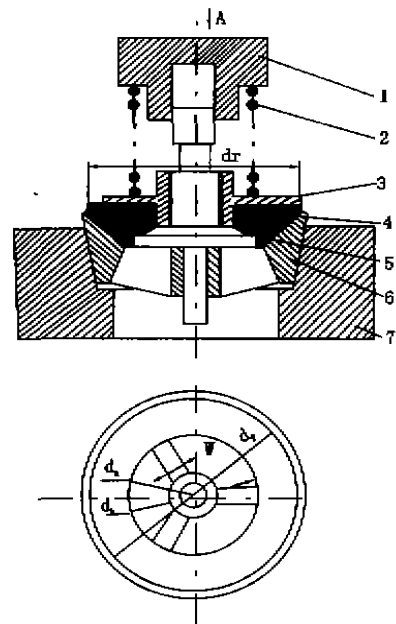
#### 3.1 阀座流通面积 $f_s$

阀门单位时间内最大流量为

$$Q_{\max} = f_s V_{\max} \quad (1)$$

单位时间内的最大理论排量为

$$q_{\max} = \frac{AR\omega}{60} = \frac{\pi A s n}{60} \quad (2)$$



1. 阀盖 2. 弹簧 3. 螺母 4. 密封圈  
5. 阀瓣 6. 阀座 7. 阀体

图2 改进的泵阀结构

令  $Q_{\max} = q_{\max}$ ，则

$$f_s = \frac{\pi A s n}{60 V_{\max}} \quad (3)$$

式中  $A$ ——活塞截面积， $m^2$

$s$ ——活塞行程， $m$

$n$ ——活塞往复次数， $r/min$

$V_{\max}$ ——阀座孔最大瞬时流速， $m/s$

$V_{\max}$ 一般按经验选取。流速过大，阻力损失大，影响泵的吸入性能。流速选取过小，泵阀尺寸过大，泵阀质量也增大。据对美国国家供应、爱迪科、爱姆斯特和雷普等公司生产的泵统计，建议对三缸泵取  $7.2m/s$ 。

计算时取  $A = 0.025m^2$ ， $s = 0.254m$ ， $n = 140r/min$ ， $V_{\max} = 7.2m/s$ ，代入式(3)得  $f_s = 0.0066m^2$ 。

$$f_s = \frac{\pi}{4} (d_k^2 - d_n^2) - 1.5w(d_k - d_n) \quad (4)$$

式中  $d_k$ ——阀座内径， $m$

$d_n$ ——阀座筋条内圆直径， $m$

$w$ ——阀座筋条厚度， $m$

将  $d_n = 0.046\text{m}$ ,  $w = 0.015\text{m}$ , 代入式 (4), 得  $d_k = 0.111\text{m}$ , 一般  $d_k \leq 0.12 \sim 0.15\text{m}$ 。考虑现有产品尺寸标准, 取  $d_k = 0.109\text{m}$ , 代入式 (4), 再精确计算  $f_s$  值, 则  $f_s = 0.0062\text{m}^2$ 。

由式 (3) 得

$$V_{\max} = \frac{\pi A_s n}{60 f_s} \quad (5)$$

对于三缸泵,  $[V_{\max}]$  取  $8.5\text{m}^3/\text{s}$ ,  $V_{\max} = 7.5\text{m}^3/\text{s} < [V_{\max}]$ , 该设计满足要求。

### 3.2 密封圈直径 $d_f$

根据对现有泵阀的统计, 可利用阀的外径  $d_f$  与内径  $d_k$  的简单比例关系初步计算

$$d_f = \xi d_k \quad (6)$$

$\xi = 1.33 \sim 1.45$ ,  $\xi$  取  $1.40$ ,  $d_f = 0.152\text{m}$ , 设计时取  $d_f = 0.152\text{m}$ 。

### 3.3 阀座与密封圈接触面宽度 $b$

$$b = \frac{d_f - d_k}{2 \sin \alpha} \quad (7)$$

$\alpha$  取  $35^\circ$ , 得  $b = 0.037\text{m}$ 。

密封面宽度应在满足静压强度条件下, 尽可能取较小值。宽度太大, 阻力损失大, 加工困难, 密封效果差。但宽度过窄, 不能满足静压强度和抗关闭冲击的要求。

### 3.4 阀瓣最大启闭高度 $h_{\max}$

阀瓣最大启闭高度  $h_{\max}$  由下式确定。

$$\frac{q_{\max}}{A_{\max}} = [C_V] \quad (8)$$

式中  $q_{\max}$  ——通过阀的最大流量,  $\text{m}^3/\text{s}$

$A_{\max}$  ——阀瓣启闭时的最大阀隙过流面积,  $\text{m}^2$

$[C_V]$  ——允许的阀隙流速, 一般取  $4 \sim 6\text{m}/\text{s}$ , 最大可取  $16\text{m}/\text{s}$

$$q_{\max} = \frac{\pi A_s n}{60}$$

$$A_{\max} = \pi h_{\max} \sin \alpha (109 + h_{\max} \sin \alpha \cos \alpha)$$

取  $[C_V] = 10\text{m}/\text{s}$ , 代入式 (8), 解得  $h_{\max} = 0.02205\text{m}$ , 取  $h_{\max} = 0.022\text{m}$ 。

$h_{\max}/d_k = 0.2$ , 一般取  $0.10 \sim 0.25$ 。比值过大, 流量系数较低。比值过小, 流量系数

可能处在不稳定值处, 泵阀运动也处于不稳定状态。

### 3.5 弹簧刚度 $c$

$$H_v = \frac{G + F_s}{A_v \gamma} \quad (9)$$

$$F_s = A_v \gamma H_v - G \quad (10)$$

式中  $H_v$  ——阀内的阻力损失

$\gamma$  ——泥浆重度, 取  $12\text{kN}/\text{m}^3$

$A_v$  ——阀座孔面积,  $\text{m}^2$

$G$  ——阀瓣重量,  $\text{N}$

$F_s$  ——弹簧受最大力,  $\text{N}$

将值代入式 (10), 得  $F_s = 298\text{N}$

弹簧预压力  $F_0 = (0.5 \sim 0.7) F_s$ ,

$$\text{弹簧刚度 } c = \frac{F_s - F_0}{h_{\max}} = \frac{(0.3 \sim 0.5) F_s}{h_{\max}} = 4100 \sim 6800\text{N}/\text{m}$$

取  $c = 6600\text{N}/\text{m}$

### 3.6 弹簧

弹簧钢丝直径  $d_h$  为

$$d_h \geq 1.6 (F_s K_n C_h / [\tau])^{0.5} \quad (11)$$

式中  $F_s$  ——弹簧在工作时的最大弹力,  $\text{N}$

$K_n$  ——弹簧曲度系数

$C_h$  ——弹簧指数

$[\tau]$  ——弹簧材料许用扭转应力,  $\text{MPa}$

$C_h$  常用的范围  $4 \sim 16$ , 此处选  $C_h = 16$ ,  $K_n = 1.09$ , 材料取  $65\text{Mn}$ ,  $[\tau] = 300\text{MPa}$ , 代入式 (11) 得

$$d_h \geq 0.0067\text{m}, \text{ 取 } d_h = 0.007\text{m}。$$

弹簧工作圈数  $i$  为

$$i = \frac{\tau d_h^4}{8 d_m^3 c} \quad (12)$$

式中  $\tau$  ——弹簧材料的剪切弹性模量,  $\text{MPa}$

$d_m$  ——弹簧中径,  $\text{m}$

$c$  ——弹簧刚度,  $\text{N}/\text{m}$

取  $\tau = 80\text{GPa}$ ,  $d_m = 0.09\text{m}$ , 将数值代入式 (12) 得  $i = 5$ 。

弹簧总圈数  $i_1 = i + 2 = 7$

弹簧节距  $t$  为

$$t = \delta + d_n$$

$$\delta \geq \frac{y}{0.8i} \quad (13)$$

式中  $\delta$ ——弹簧间距, m,

$y$ ——弹簧受最大力时的压缩量, m

由式 (13) 求得  $\delta \geq 0.011\text{m}$ , 取  $\delta = 0.015\text{m}$ ,  $t = \delta + d_h = 0.022\text{m}$ 。

弹簧自由高度  $H$  为

$$H = (t - d_h)i + (i_1 - 0.5)d_h \quad (14)$$

将  $t$ 、 $d_h$ 、 $i$  和  $i_1$  代入式 (14), 得  $H = 0.12\text{m}$

弹簧预安装高度  $H_0$  为

$$H_0 = H - \frac{F_0}{c} \quad (15)$$

将  $F_0$  和  $c$  代入式 (15), 得  $H_0 = 0.096\text{m}$

#### 4 阀瓣关闭速度校核

$$\text{由 } h_{\max} = \frac{H_{\max}}{\omega} = \frac{u_f}{\omega} \quad (16)$$

$$\text{得 } u_f = \omega h_{\max} = \frac{\pi n h_{\max}}{30} = 0.32\text{m/s}$$

采用阿道尔夫的试验结果确定泵阀的允许关闭速度, 即

$$H_{\max} = [u_f] = \frac{K_p A_j}{M^{0.5}} \quad (17)$$

式中  $[u_f]$ ——允许关闭速度, m/s

$A_j$ ——阀瓣与阀座密封接触面面积,  $\text{m}^2$

$M$ ——阀瓣质量, kg

$K_p$ ——阿道尔夫试验系数,  $\text{kg}^{1/2}/(\text{m}\cdot\text{s})$

$K_p = 126 \sim 135$ , 平均取 130

将  $A_j = 0.0088\text{m}^2$ ,  $M = 4\text{kg}$  代入式 (17), 得  $[u_f] = 0.58\text{m/s}$ 。因为  $u_f < [u_f]$ , 说明泵阀满足无冲击条件。

#### 5 阀瓣弯曲强度校核

假设阀瓣为周边自由支承的受均布载荷平板, 阀瓣按静压作用校核弯曲强度。

$$\sigma_{\max} = \frac{0.31d_k^2 \Delta p}{l} \leq [\sigma] \quad (18)$$

式中  $l$ ——阀瓣厚度, m

$\Delta p$ ——排出压力与吸入压力之差, 约等于排出压力, MPa

$[\sigma]$ ——35CrMo 许用弯曲应力, MPa

将  $l = 0.0015\text{m}$ ,  $\Delta p = 19.3\text{MPa}$ ,  $[\sigma] = 340\text{MPa}$  代入式 (18),  $\sigma_{\max} = 316\text{MPa} < [\sigma]$

#### 6 材料选用

新型泵阀组件中, 阀座、弹簧和螺母的结构不变, 而对阀瓣和密封圈作了改进。阀瓣的材料选用 35CrMo 钢, 35CrMo 为调质钢, 具有很好的综合机械性能。密封圈的材料选为聚氨酯, 聚氨酯的耐磨性高于其它橡胶。阀瓣的制造工序为: 下料、锻造、正火、粗车、调质、精车、铣削、氮化和外磨削。密封圈由自制模具压制。

#### 7 特点

新型泵阀阀瓣比原泵阀阀瓣的质量减轻了 0.35kg, 这不仅减少了阀瓣对阀座的冲击, 而且使阀瓣运动惯性力减小, 滞后角变小, 泵阀动作灵活, 从而提高了泵阀使用寿命。阀瓣和密封圈结构的改进, 使常用的金属工作接触面变为金属与非金属工作锥面接触, 因而消除了金属工作锥面接触形成的剪口, 避免了密封圈被撕咬。由于橡胶有优良的伸缩性能和积储能量的能力, 在接触应力不大于橡胶表面的撕裂强度的情况下, 橡胶有一定的容让性, 从而避免了因关闭不严形成气蚀。金属与非金属的韧性接触也起到了减振缓冲的作用。阀座采用双支撑面形式, 降低了支撑面的应力, 加强了阀座的强度, 防止阀座变形。加长泵阀下导杆可使阀瓣上下运动定位性好, 阀瓣平稳地落在阀座上, 不易发生偏斜现象。

#### 8 结语

在泵阀失效分析的基础上, 提出了一套合理的泵阀设计计算公式, 并设计了一种新型泵阀, 新型泵阀结构有效地减少了冲蚀磨损, 试验证明其具有密封性好, 缓冲性好, 对中性好, 耐磨性好等优点。

#### 参 考 文 献

- (1) 往复泵设计编写组. 往复泵设计 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1987.
- (2) 王中辉等. 钻井泵泵阀失效的故障树分析 [J]. 石油矿场机械, 1995, 24 (1): 26~27.

(收稿日期: 2001.06.18)