

## 钝化孔板下游流场畸变在线识别与测量值修正\*

李红文<sup>1,2</sup> 张涛<sup>1</sup>

(1. 天津大学电气与自动化工程学院, 天津 300072; 2. 东北石油大学学校办公室, 大庆 163318)

**摘要:** 针对标准孔板钝化问题, 提出了在线识别算法, 并给出具体方案。首先利用 Fluent 流场仿真软件对孔板正常工况和钝化工况进行建模与仿真计算, 与国家标准对比验证了仿真的正确性。为实现识别算法, 在孔板法兰取压点  $P_1$ 、 $P_2$  后方, 再增设一取压点  $P_3$ , 计算 3 个取压点中两组差压的比值, 得到差压比值因子  $\eta$ , 因子  $\eta$  反映了钝化的孔板下游流场相对于正常工况时的畸变程度, 即  $\eta$  反映了钝化程度。通过分析仿真计算结果确定了  $P_3$  取压点的最佳选取位置, 并进一步得出  $\eta$  与钝化程度的计算式。通过计算式, 可以实现钝化的在线识别与流量测量值修正。现场实流实验验证了识别算法的有效性, 相对于国家标准, 算法的误差在  $\pm 1.0\%$  以内。

**关键词:** 孔板流量计 入口边缘钝化 在线识别 差压比值因子 流场畸变

**中图分类号:** TH814; TB126 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)06-0317-07

## 引言

标准孔板流量计应用非常广泛<sup>[1]</sup>, 它属于标准节流装置, 需要按照国家标准来设计、制造、安装和使用, 这时差压信号与流量关系及其测量误差才符合标准的规定<sup>[2]</sup>。但在实际应用中, 经常有不能完全符合标准规定的工况<sup>[3]</sup>。

由于标准孔板的结构特点, 其上游孔口的直角边往往出现钝化现象。研究人员也研究了一些应对的措施, 如国家标准对钝化后的标准孔板的流出系数进行修正, 以及锐利度随年限变化的估算经验公式等<sup>[3-4]</sup>。

在孔板安装使用前, 可以通过计量检查, 避免钝化的孔板投入到测量系统中, 而更为关键的是, 在孔板使用过程中, 由于流体腐蚀、气蚀和磨损等原因造成的钝化是日积月累而逐渐增强的, 这使得检测与计量的准确性越来越差<sup>[5-6]</sup>。此时“病态”(非正常工况)孔板长期在偏离正常工作点的钝化状态下工作, 因管道内状况不可见, 无法得知钝化量, 更无法计算由此产生的测量值偏差, 实际的钝化情况直到停工检修时才能准确地获得, 目前针对这种工况, 研究钝化的即时识别方法还未见报道。

近年来, 随着计算机技术的发展, CFD (Computational fluid dynamics) 数值模拟仿真在流体力学领域得到了越来越广泛的应用<sup>[7-10]</sup>。陈家庆等<sup>[11]</sup>、杨红<sup>[12]</sup>将 CFD 研究方法用于标准孔板的工

况模拟研究之中, 张涛等<sup>[13]</sup>、Reader-Harris 等<sup>[14]</sup>将 CFD 方法用于标准孔板的前部异物淤积和沾污工况的研究中, Geng 等<sup>[15]</sup>进行了槽式孔板湿气测量工况的 CFD 模拟和实验。

本文通过 CFD 典型软件 Fluent 的仿真计算与实流实验相结合的研究方法, 通过对钝化后孔板下游流场畸变情况的研究, 在引入差压比值因子后, 得出在线计算孔板钝化的算法, 进而对测量值偏差进行较准确的在线修正。

## 1 钝化孔板描述与孔板模型仿真

## 1.1 国家标准中钝化孔板的修正方法

孔板入口直角边缘钝化, 锐利度下降, 如图 1 所示。  $D$  为管道内径,  $d$  为节流孔直径。

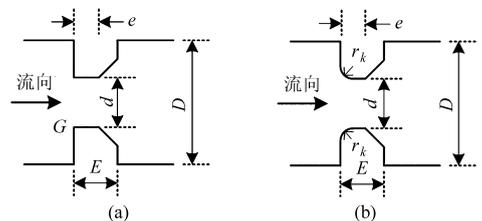


图 1 钝化后的孔板示意图

Fig. 1 Blunt standard orifice plate diagram

(a) 正常孔板 (b) 钝化孔板

根据国家标准的规定<sup>[4]</sup>, 孔板入口边缘圆弧半径  $r_k$  应不大于  $0.0004d$ , 当超出这一规定, 孔板如需继续使用, 即应对流出系数进行修正, 计算公式为

$$C_1 = C b_k \quad (1)$$

$$\Delta C_1 = \frac{C_1 - C}{C} \times 100\% \quad (2)$$

式中  $C_1$ ——修正后的流出系数  
 $C$ ——根据国家标准计算得的标准流出系数  
 $b_k$ ——孔板锐利度修正系数  
 $\Delta C_1$ ——钝化后,经修正的流出系数偏离国家标准的百分数

表1所列  $b_k$  与  $r_k/d$  具有明确的对应关系。

表1 钝化程度与修正系数  $b_k$

Tab.1 Bluntness degree and correction factor

$r_k/d$	$b_k$	$\Delta C_1/\%$	$r_k/d$	$b_k$	$\Delta C_1/\%$
$\leq 0.0004$	1	0	0.008	1.040	4.0
0.001	1.005	0.5	0.010	1.048	4.8
0.002	1.012	1.2	0.012	1.055	5.5
0.004	1.022	2.2	0.014	1.062	6.2
0.006	1.032	3.2	0.015	1.065	6.5

$r_k$  即直角边被磨损后产生的圆弧的半径,表示了钝化量,为叙述方便,记  $r_k/d$  为钝化程度  $B$ ,即  $B = r_k/d$ ,显然,只要孔板规格确定, $r_k$  与  $B$  呈正比。又知孔板的直径比为  $\beta = d/D$ ,所以,不论管道内径  $D$  与孔板参数  $\beta$  的取值,修正系数  $b_k$  只与钝化产生的圆弧半径  $r_k$  及节流孔直径  $d$  二者的比值有关。但是因孔板钝化状况不可见,如果差压式流量仪表系统始终用标准流出系数  $C$  来计量流量,则钝化程度越大, $C_1$  偏离  $C$  就越多,测量值就更加偏离真值,所以只有在钝化量能够即时识别的前提下,才能充分发挥修正式(1)的作用。解决问题的关键在  $r_k$  (或  $r_k/d$ ) 的实时测量上,但实测  $r_k$  不方便,尤其在流体设备连续运行的情况下难以实现。

文献[3]给出孔板锐利度随使用年限变化的计算公式

$$r_k = 0.165(1 - e^{-t/3}) + 0.03 \quad (3)$$

式中  $t$ ——孔板的使用时间,年

式(3)比较简洁实用,但针对每个具体的工况,因介质成分和气温压力条件的不同,磨损、腐蚀及气蚀的程度有所不同,所以钝化量也仅供参考。

## 1.2 CFD 建模仿真

进行仿真与实验时,标准孔板尺寸  $D = 100$  mm,  $d = 60$  mm,  $\beta = 0.6$ , 节流孔厚度  $e = 3$  mm, 孔板厚度  $E = 5$  mm, 取压方式为法兰取压,孔板的前后直管段分别为  $50D$  与  $30D$ 。对无钝化的正常工况,以及钝化程度  $B$  取不同值(取  $0.002 \sim 0.016$ ), 分别进行 Gambit 建模和 Fluent 仿真分析。

仿真计算采用标准  $k-\varepsilon$  模型,这一模型是工程流场计算中的主要工具,其优点是适用范围广,兼具

比较经济和精度合理的优点。文献[11-12]已验证其对于孔板流场仿真十分合适。 $k$  (湍动能) 与  $\varepsilon$  (湍流耗散率) 方程为

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_i}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (4)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \varepsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_i}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (5)$$

式中  $G_k$ ——由层流速度梯度而产生的湍动  
 $G_b$ ——由浮力产生的湍动能  
 $Y_M$ ——可压缩湍流中,过渡扩散产生的波动  
 $\sigma_k, \sigma_\varepsilon$ —— $k$  方程与  $\varepsilon$  方程的湍流 Prandtl 数,分别取 1.0 与 1.3  
 $S_k, S_\varepsilon$ ——用户定义的源项

$C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}, C_{3\varepsilon}$ ——常数,分别取 1.44, 1.92, 0<sup>[16]</sup>

仿真参数与条件的其他设置为:选用 3 维单精度求解器,残差设为  $10^{-5}$ ,离散格式为一阶或二阶迎风格式均可,二阶较之一阶,因计算过程截断误差精度高,故计算结果精度稍有改善,但计算过程收敛慢些,耗时多些,可根据实际计算情况进行合理选择。流体介质为标况下的水。边界条件为:速度入口方式,自由流出方式。计算点取入口速度 5、10、15、20、25、30 m/s。计算中设置 3 个表压监测点:  $P_1, P_2$ , 分别位于管壁上距离孔板前后端面各为 1 in 处,代表孔板上下游的两个法兰取压点;同时设置孔板下游距离后端面  $2.1D$  处的取压点  $P_3$ ,用于计算差压比值因子。

在仿真计算中,在入口速度与钝化程度确定时,研究仿真计算得出的流出系数  $C_f$  的变化。法兰取压点  $P_1, P_2$  的表压为  $p_1, p_2$ , 每个速度点仿真计算过程收敛后,计算孔板的流出系数相对于国标的误差值  $\Delta C_f$  为

$$\Delta C_f = \frac{C_f - C}{C} \times 100\% \quad (6)$$

其中  $C_f = q_m \sqrt{1 - \beta^4} / [A_0 \sqrt{2\rho(p_1 - p_2)}]$  (7)

式中  $q_m$ ——仿真设定入口速度下的质量流量

$A_0$ ——孔板节流口面积

$\rho$ ——标况下水的密度

仿真计算前进行 Gambit 三维建模时,标准孔板及管道实体划分如图 2 所示。

将整个三维实物模型划分为 5 段<sup>[13]</sup>: A 为孔板的孔洞部分, B1 与 B3 为孔板上游直管段, B2 与 B4 为孔板下游直管段。对应 Gambit 网格划分方案如下: A 部分网格间距  $L_1 = 0.5$  mm, 网格形式 Hex/

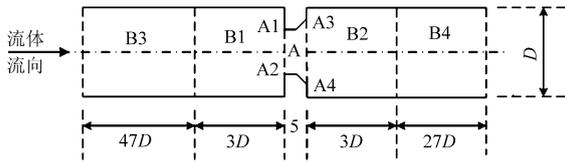


图 2 标准孔板管道实体网格划分示意图

Fig. 2 Standard orifice plate and piping diagram

Wedge, cooper 划分方式; B3 与 B4 部分网格间距  $L_2 = 4.0 \text{ mm}$ , 网格形式 Hex/Wedge, cooper 划分方式; B1 与 B2 采用尺寸函数, 从孔板上游节流口圆形面 A1A2 到相邻立体 B1 采用尺寸函数, 网格间距从  $L_1$  到  $L_2$ , 按比例 1.1 过渡, 采用 Tet/Hybrid 网格, Tgrid 划分方式; 孔板下游出口圆形面 A3A4 到相邻立体 B2 同样处理。这样网格总数约为 508.83 万。最差网格质量参数为: Aspect Ratio 3.67, Edge Ratio 4.82, EquiAngleskew 0.73, Equisizeskew 0.68。孔板前后流体湍动强, 速度与压力变化剧烈, 流场梯度大, 所以网格要划分得精密些, 其余直管段部分为流场充分发展段, 网格划分相对稀疏些, 这样既使网格质量比较满意, 又能平衡好计算的精确度与计算速度的矛盾。

表 2 为网格无关性验证示意图, 在各个网格间距情况下, 计算误差  $\Delta C_f$  取 6 个计算点的平均值。可见选取  $L_1 = 0.5 \text{ mm}$ ,  $L_2 = 4.0 \text{ mm}$  既保证了计算的准确性, 同时其网格数目为 500 万多, 数量合理, 研究中使用单机计算易于实现。

表 2 仿真计算中网格无关性验证

Tab. 2 Grid independence verification of Fluent

网格间距		网格总数	计算误差
$L_1/\text{mm}$	$L_2/\text{mm}$	(约)	$\Delta C_f/\%$
2.00	16.0	$1.007 \times 10^5$	8.256 0
1.00	8.0	$6.624 \times 10^5$	3.834 5
0.75	6.0	$1.509 0 \times 10^6$	2.575 4
0.50	4.0	$5.088 3 \times 10^6$	1.266 3
0.40	3.2	$9.906 2 \times 10^6$	1.265 1
0.75	7.5	$1.102 1 \times 10^6$	2.120 3
0.50	5.0	$3.614 5 \times 10^6$	1.293 6
0.40	4.0	$7.028 8 \times 10^6$	1.270 7
0.50	3.0	$8.091 1 \times 10^6$	1.268 5

在钝化程度  $B$  取不同值的各个工况下, 网格采用与上面标准孔板同样的划分方式, 仅仅是网格总数比标准孔板略多。因采用了尺寸函数功能, 所以保证了钝化后圆弧边界处的网格质量, 与标准孔板网格质量相当。偶有个别情况会出现所划分网格质量不够理想, 此时启用网格自适应功能, 即 Fluent 初次计算收敛后, 将流场压力梯度大的网格处予以加密优化, 这时网格质量明显提高, 然后重新计算, 得

到准确的结果。

### 1.3 仿真计算结果

图 3 是各个不同流速点的  $\Delta C_f$  值, 在各个不同钝化程度下, 曲线近似水平直线, 线性度较好, 所有直线中方差最大的是 0.007。取各个不同钝化工况下, 在不同速度计算点下的平均值, 如图 4 所示, 与表 1 进行比较分析。

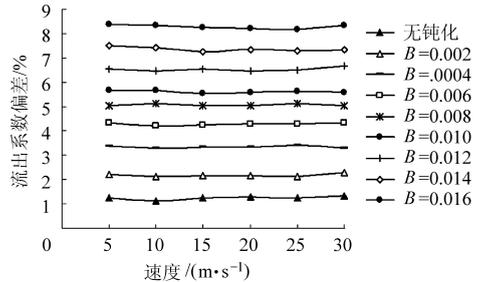


图 3 不同速度与钝化程度  $B$  下流出系数偏差

Fig. 3 Outflow coefficient deviation under different speed and bluntness degree

图 4 中 CFD 的结果与表 1 趋势一致, 在各个钝化程度  $B$  的计算点, 仿真数据  $\Delta C_f$  与标准中修正后的流出系数  $\Delta C_1$  的误差量始终在  $[1.0\%, 1.5\%]$  范围内, 验证了仿真计算结果的正确性, 于是可以进一步通过分析  $B$  与流场数据的变化关系, 得到钝化的识别方法。

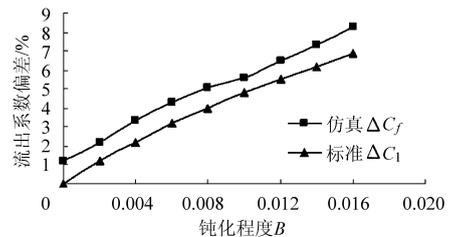


图 4 平均流出系数偏差值随钝化程度  $B$  变化曲线

Fig. 4 Average outflow coefficient deviation and bluntness

## 2 标准孔板钝化识别

### 2.1 差压比值因子

仿真模型采用速度入口方式, 孔板发生钝化时, 研究孔板附近的管道截面速度云图, 如图 5 所示, 两幅图对应于入口速度为  $10 \text{ m/s}$  时, 正常工况与钝化程度  $B$  为 0.010 的情形。

当钝化发生时, 因入口直角边缘变圆滑, 所以孔口的射流作用减弱, 从图 5b 可见, 孔板下游射流后的速度核心区最大值有所降低, 而流体恢复成管内均匀流所经过的长度, 基本与图 5a 中相同, 这样孔板附近速度的梯度降低了, 从图 5 的坐标可见。根据伯努利方程可知, 压力梯度也相应地比正常工况有所降低。称孔板因钝化导致的流场偏离正常工况的情形为畸变流场, 钝化越严重, 畸变程度越大。又

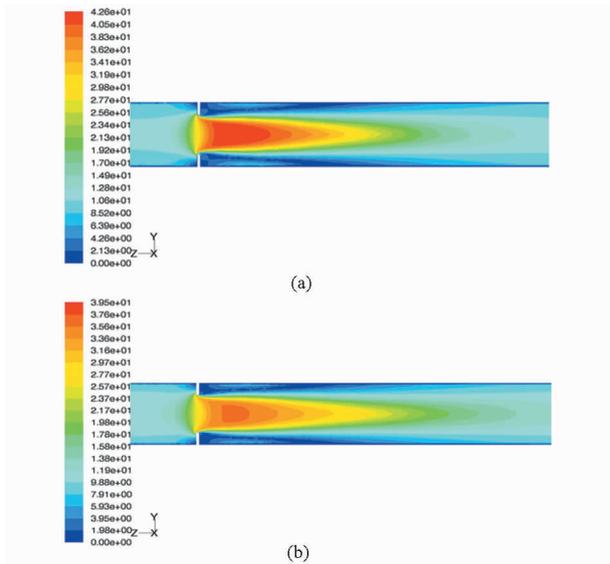


图5 正常工况与钝化工况速度流场云图

Fig. 5 Flow chart of normal and blunt conditions

(a) 正常工况 (b) 钝化工况,  $B$  为 0.010

由于畸变不可见,所以考虑在孔板下游取一点  $P_3$ , 计算  $P_3$  点表压与法兰取压点  $P_2$  的表压差值,差值为  $p_3 - p_2$ ,同时计算比值

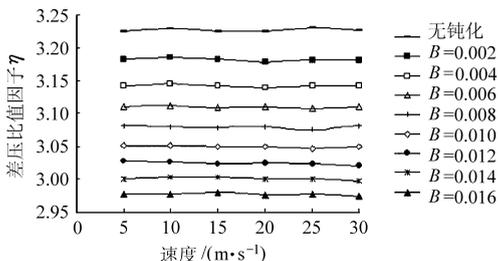
$$\eta = (p_1 - p_2) / (p_3 - p_2) \quad (8)$$

式中  $\eta$ ——差压比值因子

式(8)可以方便地表示流场畸变程度,用以识别钝化程度  $B$ 。对操作人员来说,从仪表系统采集到的仅仅是孔板前后的差压,故用差压比值来识别孔板钝化程度  $B$  值是合适的策略。

## 2.2 流场畸变识别算法

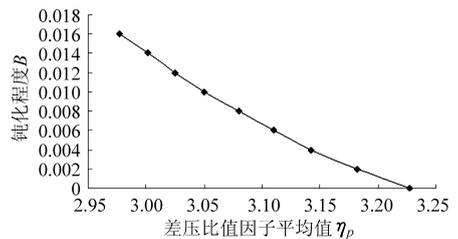
根据仿真结果进行分析,对于一个确定的  $P_3$  取压点,正常无钝化工况下的  $\eta$  最大,钝化越严重,  $\eta$  越小。钝化程度  $B$  确定后,流体入口不同速度下,  $\eta$  值基本不变化,几乎为一恒定值,而且在  $P_3$  位于孔板下游  $2.1D$  时,在各个不同速度下,  $\eta$  的曲线最平直,各个点的  $\eta$  值方差最小,如图6所示,故在后续仿真与实验中,在孔板下游  $2.1D$  处设置安装取压点  $P_3$ 。

图6 不同速度和  $B$  值下  $\eta$  变化曲线Fig. 6 Law of  $B$  and  $\eta$  under different speed

随着速度变化,  $\eta$  值接近直线,以及在  $2.1D$  处设置  $P_3$  最优,符合一定的理论依据,其原因在 2.3 节中叙述。于是不可见的钝化程度就与差压比值因

子这个易于测量的量值合理地联系起来。

对于  $B = 0.002 \sim 0.016$  各个工况,取  $\eta$  在各速度点下的的平均值  $\eta_p$ ,  $\eta_p$  与  $B$  的关系如图7所示。

图7  $B$  与  $\eta_p$  的函数关系曲线Fig. 7  $B$  as a function of  $\eta_p$  diagram

通过 Matlab 进行最小二乘拟合,得

$$B = -0.0028\eta_p^3 + 0.1243\eta_p^2 - 0.7536\eta_p + 1.2327 \quad (9)$$

于是根据上述分析与计算,得到了一个在线识别标准孔板钝化的方法,即在标准孔板后  $2.1D$  处,安装取压点  $P_3$ ,应用中同时计算  $p_1 - p_2$  与  $p_3 - p_2$ ,得出差压比值因子  $\eta$ ,因为图6中  $\eta$  近似为一水平直线,故合理地认为  $\eta$  为一个恒定值,即  $\eta_p = \eta$ 。代入式(9)中计算,即可求得孔板钝化程度  $B$ 。

求得  $B$  后,就可以进行流量测量值修正:将  $B$  代入表1进行插值计算,容易算出此时的锐利度修正系数  $b_k$ ,进而通过式(1)、(2)就得出此时流量的真值,从而实现了钝化后孔板测量值的在线修正。

这一方法可称为畸变流场差压识别法,通过它可以方便并较准确地间接测量孔板钝化程度  $B$ ,从而实现钝化的即时识别与测量值在线修正。

## 2.3 因子 $\eta$ 用于畸变流场识别的理论依据

前文述及,孔板钝化程度  $B$  确定后,流体入口不同速度下,  $\eta$  值基本不变化,几乎为一恒定值,这一结论其理论来源于压力相似准则。

因管道内流体其雷诺数增大达到一定的界限后 ( $Re$  大于  $10^4$ ),惯性力很大,其粘性力,重力的影响可以忽略,此时流体进入自模化区<sup>[17]</sup>,流体运动符合压力相似准则,即流体的压力场相似,其欧拉数相等,为一个固定值<sup>[18]</sup>。具体来说,针对于每一块孔板,其压力场的梯度一致,与流体速度无关。这结论也从仿真及实验数据中得到了验证,这就解释了随着速度变化,  $\eta$  值呈现近似直线的原因。

而孔板下游  $2.1D$  处作为  $P_3$  点的最优选取点,从涡运动学理论解释如下:当雷诺数大于  $10^4$  以上时,流体从孔板孔口喷射出,从孔板边缘分离,形成大涡拟序结构,通过大涡的卷吸与合并,分离剪切层迅速扩散,最终抵达管壁而附着在管壁上,此点成为附着点,由于分离剪切层内大涡拟序结构的振荡,附着点在小范围内来回移动。自平均附着点向右顺流

而下,在管壁上形成了湍流边界层,自平均附着点向左逆流,就形成孔板后的漩涡区<sup>[3]</sup>。而在本文所研究的流量范围内,经过仿真分析可知,平均附着点位置在孔板下游 $2.1D$ 处附近的管壁上,在此处湍流对管壁的剪切力最小,涡的运动在此处所造成的压力波动最小,即流速变化对压力场的影响最小<sup>[19-20]</sup>。

### 3 钝化识别方法的实验验证与误差分析

#### 3.1 水装置现场实验验证

文中虽是以CFD仿真为主叙述,导出式(9),但实流实验与仿真研究是同时进行的。进行现场实验验证之前,已经设计加工了专用的包含3个取压点的孔板法兰取压套件,采用实验室内的水流量标准装置,针对孔板钝化问题做了大量的实验工作,所涉及到的各个孔板的钝化值由计量部门检测得到。

现场验证是与某供水站合作,选取用于测量水流量的6只钝化明显的孔板(尺寸同1.2节),进行流量测量实验。实验管道中加装涡轮流量计作为参考。在流量稳定时,通过差压测量计算每只孔板的

差压比值因子 $\eta$ ,按式(9)求取钝化程度 $B$ ,再按照表1插值计算 $b_k$ ,见表3中第1~3行数据。随后将钝化孔板取下,送计量部门精确测量其钝化半径 $r_{k0}$ ,进而求得对应的 $b_{k0}$ ,见表3中第4~6行数据,并以计量所对应的 $b_{k0}$ 为准,计算识别算法求得的 $b_k$ 值的误差量,见表3中最后一行数据,计算式为 $[(b_k - b_{k0})/b_{k0}] \times 100\%$ 。

从实验数据可知,识别算法,能及时地检测到钝化工况,修正流量测量的结果。在表3中,在以计量所得到的 $r_{k0}$ 为准的情况下,识别算法求得的 $b_k$ 结果误差在 $[-0.624\%, 0.962\%]$ ,即最大不超过 $\pm 1.0\%$ ,也就是识别算法修正后的流出系数 $C_1$ 误差最大不超过 $\pm 1.0\%$ ,即钝化识别算法的精确度为 $\pm 1.0\%$ ,实验中,采用同流量下不同时间的多次测量值取平均值,以减小偶然误差,实验验证识别算法的精确度基本满意,同时现场验证与实验室内的实验结果相符合。

误差 $\pm 1.0\%$ 的来源除了1.3节中仿真计算具有误差之外,还由于孔板钝化后的形状与理想的圆弧会有少许差距,并且有时在孔板不同的位置钝化的程度也会有差异。

表3 钝化孔板水流量实流实验结果

Tab. 3 Water flow experimental results of blunt orifice

数据处理	1号孔板	2号孔板	3号孔板	4号孔板	5号孔板	6号孔板
实流差压比值法实测 $\eta$	3.227 2	3.182 6	3.142 5	3.110 1	3.080 3	3.050 5
根据 $\eta$ 按照式(9)求得 $B$	0.001 868	0.003 904	0.007 597	0.010 923	0.013 403	0.015 895
按照表(1)由 $B$ 插值求得 $b_k$	1.010 8	1.021 7	1.038 6	1.051 3	1.059 9	1.067 9
计量部门计量值 $r_{k0}$	0.090 1	0.161 8	0.534 2	0.768 5	0.630 6	0.887 9
根据计量值计算 $B_0 = r_{k0}/d$	0.001 5	0.002 7	0.008 9	0.012 8	0.010 5	0.014 8
插值计算 $B_0$ 对应的 $b_{k0}$	1.008 6	1.015 7	1.043 6	1.057 9	1.049 8	1.064 5
识别算法 $b_k$ 与 $b_{k0}$ 的误差/%	0.218	0.591	-0.479	-0.624	0.962	0.319 3

本实验所用的6只孔板,都是取自现场的实际装置,根据使用的年限通过式(3)估算各自的锐利度值 $r_{k(3)}$ ,将 $r_{k(3)}$ 与计量部门实测准确值 $r_{k0}$ 比较,其误差量明显大,最大误差量达到 $\pm 2.5\%$ ,因图4中曲线 $\Delta C_1$ 关于 $r_k$ 近似线性关系,相对应地,计算所得的 $b_{k(3)}$ 相对于 $b_{k0}$ 的误差量也在 $\pm 2.5\%$ ,其精确度明显低于本文提出的识别算法。究其原因,是因为这6只孔板来自不同工况,因工况条件不同,钝化的速度也有所不同,即使是在较准确地记录了使用时间 $t$ (精确到月份)后,根据式(3)所算出的钝化量与实际值存在较明显的误差。

#### 3.2 实验与仿真中识别算法相关问题及分析

仿真条件的设定,以及实验验证是在标况下进行的,但是环境温度等条件可能偏离标况,此时识别算法依旧适用。这可以从2.3小节中的压力相似准

则进行解释,因为流场具有相似性,只要实验期间,外界条件(基本)不变,密度可视为恒定值,则相似准则成立,即上述识别算法并不仅仅局限于标况条件。

限于实物条件,进一步采用柴油,煤油等介质,针对上述钝化孔板进行的仿真模拟,求出差压比值因子后,用式(9)进行验算,识别算法求得的 $b_k$ 与 $b_{k0}$ 的误差仍在 $\pm 1.0\%$ 之内。可见识别公式对流体介质不敏感,只要在自模化区内,介质更换不产生影响,式(9)可以适用于与水的物理性质相近的多种流体介质。

通过仿真与实验可知,当所采用的孔板为 $D = 100 \text{ mm}$ , $\beta = 0.6$ ,孔板厚度 $E = 4, 5$ 或 $6 \text{ mm}$ (节流孔厚度 $e = 2, 3$ 或 $4 \text{ mm}$ )时,图6几乎无变化,而拟合后的式(9)也没有变化。这说明,式(9)对于孔板的厚度不敏感,虽然是以孔板厚度 $E = 5$ 求得的,但它

适用于  $E = 4、6$  的孔板,所计算出的误差,仍在  $\pm 1.0\%$  之内。而当取  $E = 3、7$  时误差会超出  $\pm 1.0\%$ ,可见这一算法对孔板厚度具有  $\pm 1\text{ mm}$  的适应范围。

将式(9)用于  $D = 100\text{ mm}$  管道,当孔板  $\beta$  值变化,取  $0.55、0.65$  或  $0.70$ ,从式(9)求得  $b_k$  的误差会明显增加,部分结果接近  $\pm 3.0\%$ ,可见式(9)对于孔板  $\beta$  值很敏感,这从 2.1 节中分析可知,当  $D$  与  $\beta$  值变化后,孔板前后方的流场有所变化,差压比值因子自然有所变化,所以识别式(9)要重新计算。而且  $P_3$  点的最佳选取点也随  $D$  与  $\beta$  的不同而需要重新计算选择。如对于  $D = 100, \beta = 0.50$  的孔板,  $P_3$  最优点位于孔板下游  $2.9D$  处;对于  $D = 50, \beta = 0.75$

的孔板,  $P_3$  最优点位于孔板下游  $1.6D$  处。

标准孔板的取压方式有法兰取压、径距取压与角接取压,文中的仿真与实验以法兰取压为例来推导和验证,但从文中可知,算法具有普适性,同样适用于其他 2 种取压方式。

## 4 结束语

采用 CFD 数值模拟孔板流量计内部流场情况,能弥补实流实验中各种实际条件的限制,是一种可靠有效的方法,并能提高功效。畸变流场差压识别法能有效地在线计算孔板入口的钝化状况,实现钝化的即时识别,并能在线修正流量测量值。通过实流实验验证,方法有效,算法的精确度较为满意。

## 参 考 文 献

- 1 孙淮清. 关于我国孔板流量计发展和展望[J]. 自动化仪表, 2007, 28(增刊): 30 - 31.  
Sun Huaqing. Development and outlook for orifice flowmeters in China [J]. Process Automation Instrumentation, 2007, 28(Supp.): 30 - 31. (in Chinese)
- 2 GB/T 2624—2006 用安装在圆形截面管道中的差压装置测量满管流体流量[S]. 2006.
- 3 王池, 王自和, 张宝珠, 等. 流量测量技术全书[M]. 北京: 化学工业出版社, 2012: 206 - 208, 147 - 148.
- 4 GB/T 21446—2008 用标准孔板流量计测量天然气流量[S]. 2008.  
GB/T 21446—2008 Measurement of natural gas flow by means of standard orifice meter[S]. 2008. (in Chinese)
- 5 史晓军. 孔板流量计的误差分析及修正[J]. 自动化仪表, 2010, 31(2): 72 - 73.  
Shi Xiaojun. Error analysis and amendment for orifice flowmeter[J]. Process Automation Instrumentation, 2010, 31(2): 72 - 73. (in Chinese)
- 6 王东, 郭淑梅, 白岩, 等. 差压式孔板流量计的误差来源与控制对策[J]. 天然气工业, 2004, 24(10): 132 - 135.  
Wang Dong, Guo Shumei, Bai Yan, et al. Error source and control measures of pressure differential orifice meter[J]. Natural Gas Industry, 2004, 24(10): 132 - 135. (in Chinese)
- 7 崔宝玲, 孟嘉嘉, 贾晓奇. 基于 CFD 技术的多级潜水泵优化设计[J]. 农业机械学报, 2012, 43(11): 142 - 146.  
Cui Baoling, Meng Jiajia, Jia Xiaoqi. Optimization design of multi-stage submersible pump based on CFD[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(11): 142 - 146. (in Chinese)
- 8 李永博, 周伟, 李鹏飞, 等. 基于 CFD 模拟模型的温室温度场均匀性控制[J]. 农业机械学报, 2012, 43(4): 156 - 161.  
Li Yongbo, Zhou Wei, Li Pengfei, et al. Temperature homogeneity control of greenhouse based on CFD simulation model[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(4): 156 - 161. (in Chinese)
- 9 邓书辉, 施正香, 范淋佳, 等. 基于 CFD 的开放式牛舍扰流风机安装参数优化[J]. 农业机械学报, 2013, 44(12): 269 - 274.  
Deng Shuhui, Shi Zhengxiang, Fan Linjia, et al. Optimization of installation parameters of mixing fans in open dairy cow house based on CFD[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(12): 269 - 274. (in Chinese)
- 10 孙赞, 刘兴静, 张宏宇, 等. 涡轮反应器气固两相流动反应 CFD 模型建立[J]. 农业机械学报, 2013, 44(6): 195 - 200.  
Sun Yun, Liu Xingjing, Zhang Hongyu, et al. Development of gas-solid two-phase flow-reaction CFD model for vortex reactor [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(6): 195 - 200. (in Chinese)
- 11 陈家庆, 王波, 吴波, 等. 标准孔板流量计内部流场的 CFD 数值模拟[J]. 实验流体力学, 2008, 22(2): 51 - 55.  
Chen Jiaqing, Wang Bo, Wu Bo, et al. CFD simulation of flow field in standard orifice plate flow meter [J]. Journal of Experiments in Fluid Mechanics, 2008, 22(2): 51 - 55. (in Chinese)
- 12 杨红. 影响标准孔板流量计计量精度因素的定量分析研究[D]. 成都: 西南石油大学, 2012.  
Yang Hong. Quantitative analysis of factors influencing the standard orifice flowmeter metering accuracy[D]. Chengdu: Southwest Petroleum University, 2012. (in Chinese)
- 13 张涛, 李红文. 孔板流量计上游淤积故障诊断与修正研究[J]. 化工自动化及仪表, 2013, 40(10): 1232 - 1237.  
Zhang Tao, Li Hongwen. Fault diagnosis and correction of orifice meter with upstream water deposition [J]. Control and Instruments in Chemical Industry, 2013, 40(10): 1232 - 1237. (in Chinese)
- 14 Michael Reader-Harris, Neil Barton. The effect of contaminated orifice plate on the discharge coefficient[J]. Flow Measurement and Instrumentation, 2012, 25(3): 2 - 7.
- 15 Geng Yanfeng, Zheng Jinwu, Shi Tianming. Study on the metering characteristics of slotted orifice for wet gas flow[J]. Flow Measurement and Instrumentation, 2006, 17(3): 123 - 128.
- 16 王福军. 计算流体动力学分析 CFD 软件原理与应用[M]. 北京: 清华大学出版社, 2004: 120 - 124.

- 17 张也影. 流体力学[M]. 2 版. 北京: 高等教育出版社, 1999: 213 - 222.
- 18 孔珑. 流体力学(1)[M]. 2 版. 北京: 高等教育出版社, 2013: 100 - 103.
- 19 伊成龙, 张乐福. 孔板管道下游与射流冲击的 CFD 模拟及实验研究[J]. 原子能科学技术, 2012, 46(10): 1197 - 1201. Yi Chenglong, Zhang Lefu. CFD simulation and experiment research of pipe downstream with orifice and jet impingement[J]. Atomic Energy Science and Technology, 2012, 46(10): 1197 - 1201. (in Chinese)
- 20 Chang Y S, Kim S H, Chang H S, et al. Fluid effects on structural integrity of pipes with an orifice and elbows with a wall-thinned part[J]. Journal of Loss Prevention in the Process Industries, 2009, 22(6): 854 - 859.

## Online Identification and Correction of Orifice Inlet Edge Bluntness Based on Downstream Flow Field Distortion

Li Hongwen<sup>1,2</sup> Zhang Tao<sup>1</sup>

(1. School of Electrical Engineering and Automation, Tianjin University, Tianjin 300072, China

2. School Office, Northeast Petroleum University, Daqing 163318, China)

**Abstract:** Online identification of orifice bluntness was put forward, and specific solutions was given. Orifice discharge coefficient of CFD simulation on normal condition and bluntness conditions were compared with GB/T 21446—2008 to verify the validity of the simulation. To achieve the identification, in the rear of the flange pressure points ( $P_1$ ,  $P_2$ ) another pressure point  $P_3$  was installed and the differential pressure ratio factor ( $\eta$ ) was calculated. The factor reflected the degree of distortion of orifice plate flow field relative to the normal condition, which was the ratio factor indirectly reflected the degree of bluntness. The best position of pressure points  $P_3$  was determined by the analysis of simulation results, and the experience formula about the ratio factor with bluntness was further concluded. Through the formula, online identification of bluntness could be realized. The effectiveness of the identification algorithm was verified through real flow experiments. The error of calculated value was within  $\pm 1.0\%$  for sharpness correction coefficient ( $b_k$ ), which proved that the algorithm was practicable in engineering.

**Key words:** Orifice meter Inlet edge bluntness Online identification Differential pressure ratio factor Flow field distortion

(上接第 332 页)

## Fractal Unloading Model of Joint Interfaces

Miao Xiaomei Huang Xiaodiao

(School of Mechanical and Power Engineering, Nanjing University of Technology, Nanjing 210009, China)

**Abstract:** A fractal unloading model of joint interfaces was established based on fractal contact theory and unloading model of asperity. The unloading of asperities both elastic and elastic-plastic deformation was taken into account in the model. By numerical simulation, the nonlinear relationship among the real contact areas, contact force, contact pressure and interference was obtained, as was as the difference between loading and unloading. The result showed that the unloading process of joint interfaces was elastic, and depended on the final condition of loading. During the unloading process, the real contact area and contact force depended on the interference of joint interface. When the loading process started, both the real contact area and contact force sharply decreased and smaller than the values during loading. As the interference increased, the real contact area became larger than the value during loading soon, while the contact force was smaller than the value during loading in a wide range of interference. The unloading contact pressure was much less than the loading contact pressure within the entire interference interval.

**Key words:** Joint interfaces Fractal modeling Unloading modeling