

[研究·设计]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2014.01.007

# 防腐型弯管前置扰流子的数值模拟

任丽丽, 陆晓峰

(南京工业大学 机械与动力工程学院, 江苏 南京 211816)

**摘 要:**流动加速腐蚀现象广泛地存在于过程工业装置的流体输运管路中,通过在弯管前加装扰流子可以改善弯管内壁面的压力系数分布,降低弯管的流动加速腐蚀速率。文章应用CFD软件FLUENT6.3,对弯管前置扰流子进行数值模拟,研究其结构参数和安装尺寸对弯管内壁外弯侧面压力系数的影响,结果表明:加装扰流子之后,弯管中心面的最大压力系数随着叶片弦长的减小而降低;当安装攻角 $\alpha$ 在 $1^\circ \sim 2^\circ$ 之间,压力系数减小,当 $\alpha$ 大于 $2^\circ$ 时,弯管中心面的最大压力系数随着攻角的增大而增大,从 $2^\circ$ 到 $6^\circ$ 增大了约100 Pa;当安装距离 $l$ 在0~10 mm之间,弯管中心面外侧的最大压力系数减小,呈现良好的趋势。之后,随着安装距离的增大,最大压力系数反而增大了约90 Pa。

**关 键 词:**弯管,扰流子,防腐,数值模拟

中图分类号:TG172.2 文献标志码:A 文章编号:1005-2895(2014)01-0028-05

## Numerical Simulation of Anticorrosive Elbow Pipe Prepositive Turbulator

REN Lili, LU Xiaofeng

(College of Mechanical and Power Engineering, Nanjing University of Technology, Nanjing 211816, China)

**Abstract:** The phenomenon of flow accelerated corrosion widely exists in pipeline of fluid conveying of process industry equipment. It can reduce the flow accelerated corrosion rate of elbow pipe by the way of improving the distribution of wall pressure coefficient through installing a prepositive turbulator for the elbow pipe. In order to study the effect of structure parameters and mounting dimension on the pressure coefficient of outer of a mid-plane of elbow pipe, the numerical simulation using CFD software FLUENT6.3 was carried out. The results show that: After installing a prepositive turbulator for the elbow pipe, the maximum pressure coefficient of a mid-plane of elbow pipe decrease with the decrease of the blade chord; When the installation Angle of attack  $\alpha$  is from  $1^\circ$  to  $2^\circ$ , the maximum pressure coefficient decreases, as the  $\alpha$  is greater than  $2^\circ$ , the maximum pressure coefficient increases as the increase of the Angle of attack, and the incensement is about 100 Pa from  $2^\circ$  to  $6^\circ$ ; When the mounting distance  $l$  is between 0 mm and 10 mm, the maximum pressure coefficient of a mid-plane of elbow pipe decreases, and displays a good trend. Later, with the increase of mounting distance, the maximum pressure coefficient increases and the increasement is about 90 Pa.

**Key words:** elbow pipe; turbulator; anticorrosive; numerical simulation

管道系统广泛地应用于石油、化工、炼油、电力等过程工业领域中的流体输送。弯头的冲蚀失效是影响管路系统寿命的主要原因之一。据有关资料显示,国外某核电站对2 000个管件进行冲刷腐蚀监测,弯管发生失效占总数的60%。为了降低流动加速腐蚀速率,提高设备的安全运行周期,学者们提出了许多不同的降低流动加速腐蚀速率的方法,即加缓蚀剂<sup>[1]</sup>;往蒸气凝水中注氧使其变为富氧水<sup>[2]</sup>;将管线材质由标

准规定的20钢升级为20Cr、Cr5Mo或者304等防腐性能较好的材料<sup>[3]</sup>;材料的局部纳米化<sup>[4]</sup>;给材料表面加防腐涂层<sup>[5]</sup>;从流体力学的角度出发,通过改变内部流场分布,即降低流体的作用力对腐蚀产物膜的作用,减缓流动腐蚀速率。目前,国内外学者对从流体力学角度改善弯管流场的研究还不是很多,例如美国通用公司通过对燃气轮机的90°尾管耗散系统<sup>[6]</sup>应用程式旋转板(CRV)和程式能量系统来降低在尾管耗散

收稿日期:2013-05-26;修回日期:2013-08-10

作者简介:任丽丽(1988),女,陕西渭南人,硕士研究生,主要研究方向为弯管的腐蚀与防护。E-mail:renlili2008@126.com

设计系统产生的流体分离现象和流体湍动程度产生的能量损失。VBISIN 等<sup>[7]</sup>对导流板在极弯曲狭窄弯道中的应用进行研究,提出板高、板长、板与主流的夹角  $A$  以及弯道角  $W$  等因素对导流板导流作用的影响。冯民权,范术芳等<sup>[8]</sup>通过对导流板的最佳布置方式和导流效果进行研究来改善弯道水流结构预防堤坝冲击腐蚀破坏。谢振华,周艳荣等<sup>[9]</sup>通过在弯管处加装导流板来减少粉尘对弯管壁面的冲击腐蚀作用,延长弯管使用寿命。张新育等<sup>[10]</sup>采用  $\kappa$ - $\varepsilon$  双方程湍流模型用 SIMPLE 对方截面  $90^\circ$  弯管内加装导流板时的湍流二次流动进行了数值模拟。贾兴豪等<sup>[11]</sup>采用理论分析和数值模拟相结合的方法研究在弯管内加装导流叶片来改善弯管内因流体不规则流动引起的管道振动。

以上研究均是在弯管处加装均匀厚度的导流板进行研究,文章基于前人的研究基础,从流体力学角度出发,在弯管的上游加装叶片具有翼型形状的扰流子结构,在不更换管道材质的基础上,对弯头内部流场结构合理优化,以此来降低流体对弯管的冲刷管腐蚀率。

## 1 弯管前置扰流子结构简介

防腐型弯管前置扰流子由扰流子叶片和中心支撑体两部分组成,如图 1 所示。叶片横截面为斯奇伯格翼型结构,叶片数为 4;中心支撑体采用流线型结构,其尾部横截面面积较小,不易发生尾部漩涡脱落现象。

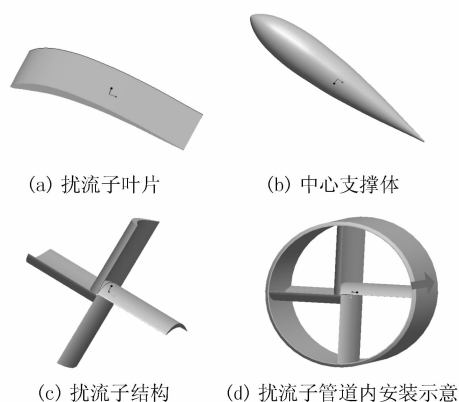


图 1 弯管前置扰流子结构示意图

Figure 1 Structure diagram of elbow prepositive turbulator

## 2 模型的建立

### 2.1 物理模型

管道的外径为  $\varnothing 324$  mm,内径为  $\varnothing 300$  mm,为尽可能减小弯管处的腐蚀,采用大直径弯头<sup>[12]</sup>,直角弯头的曲率半径为  $R = 457$  mm。弯管前置扰流子安装

结构示意图如图 2 所示,扰流子安装位置上游直管段的长度为  $l_1 = 1$  m,弯管下游直管段的长度为  $l_2 = 1.3$  m, $L$  为扰流子长度(即叶片弦长)管内流动介质为水,其物性参数为:密度  $\rho = 998.2$  kg/m<sup>3</sup>,黏度  $\mu = 0.001\ 003$  kg/m·s。

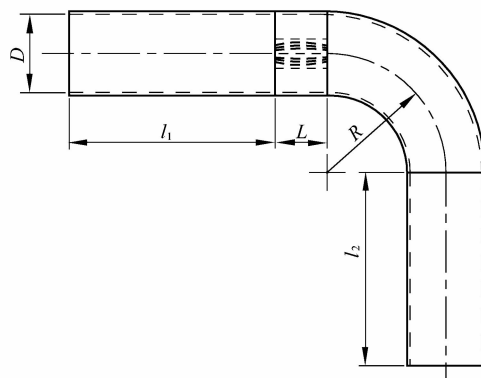


图 2 弯管前置扰流子安装示意图

Figure 2 Install diagram of elbow prepositive turbulator

### 2.2 数学模型

#### 2.2.1 控制方程

通过对瞬态连续方程和 Navier-Stokes 方程时均化,得到笛卡尔坐标系下不可压流体的控制方程。

对于定常流动,连续方程为

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = 0 (i, j = 1, 2, 3) \quad (1)$$

运动方程(N-S 方程)

$$\rho \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right) = - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \rho \overline{u_i' u_j'} \right) + S_i \quad (2)$$

其中, $\rho$  是流体密度, $\mu$  是动力黏度, $\bar{u}_j$ ,  $\overline{u_i' u_j'}$  为流体的平均速度和脉动速度, $\bar{p}$  为平均压力, $S_i$  为流体的体积力。考虑重力作用时, $S_i = -\rho g \delta_{i2}$ , Reynolds 应力  $\tau_{ij} = -\rho \overline{u_i' u_j'}$ 。

#### 2.2.2 RNG $\kappa$ - $\varepsilon$ 模型

RNG  $\kappa$ - $\varepsilon$  模型是经过对标准  $\kappa$ - $\varepsilon$  模型重整化群的数学方法推导而来,因为标准方程对于高剪切率或者大分离的流动并不适用。对于湍流,标准方程的耗散率方程并不是总能给出合适的长度标尺。因此 RNG  $\kappa$ - $\varepsilon$  模型在工程中应用最为广泛,特别是计算强旋流或带有弯曲壁面的流动,与文中的计算要求相符合。该模型由 YAKHOT 及 ORZAG<sup>[13]</sup> 提出,所得到的  $\kappa$  方程和  $\varepsilon$  方程为

湍动能方程( $\kappa$  方程)

$$\rho \frac{\partial \kappa}{\partial t} + \rho \bar{u}_i \frac{\partial \kappa}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \alpha_\kappa \mu_{\text{eff}} \frac{\partial \kappa}{\partial x_j} \right) + G_\kappa - \rho \varepsilon \quad (3)$$

湍动能耗散率方程( $\varepsilon$  方程)

$$\rho \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \rho \bar{u}_i \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \alpha_\varepsilon \mu_{\text{eff}} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + \frac{C_{1\varepsilon}^* \varepsilon}{\kappa} G_\kappa \quad (4)$$

式中,

$$\mu_{\text{eff}} = \mu + \mu_t, \mu_t = \rho C_\mu \frac{\kappa^2}{\varepsilon}, C_{1\varepsilon}^* = C_{1\varepsilon} - \frac{\eta(1 - \eta/\eta_0)}{1 + \beta\eta^3}, \eta = (2E_{ij} \cdot E_{ij})^{1/2} \frac{\kappa}{\varepsilon}, E_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right), C_p = (P - P_0)/(1/2\rho u_0^2)$$

其中,  $\mu_{\text{eff}}$  为有效黏性系数,  $G_\kappa$  为湍动能  $\kappa$  的产生项,  $E_{ij}$  为反应主流的时均应变率,  $\mu_t$  为湍动黏度。各常数取值:  $C_\mu = 0.0845$ ,  $C_{1\varepsilon} = 1.42$ ,  $C_{2\varepsilon} = 1.68$ ,  $\alpha_\kappa = \alpha_\varepsilon = 1.39$ ,  $\eta_0 = 4.377$ ,  $\beta = 0.012$ 。

### 2.2.3 边界条件及求解器的设置

采用速度入口、压力出口、标准壁面边界条件, 流体均匀流入管道中, 初始入口速度为 3 m/s; 其中湍动能强度设置为  $I = 0.16 \times (\rho dv/\mu^2)^{(-0.125)}$ , 残差曲线收敛准则为  $10^{-6}$ 。

## 3 模拟结果分析

压力系数  $C_p = (P - P_0)/(1/2\rho u_0^2)$ 。其中,  $P$  为研究点的压力,  $P_0$  为管道出口的参考压力,  $\rho$  为流体密度,  $u_0$  为平均速度。加装扰流子之后, 弯管中心面外侧的压力系数减小, 减小量越大, 证明腐蚀速率减低得越大。弯管中心面外侧的弯管压力系数取值示意图, 如图 3 所示,  $\Phi = 0^\circ$  指的是弯管中心面内侧,  $\Phi = 180^\circ$  指的是弯管中心面外侧 (即弯管曲率半径为 607 mm),  $\theta$  指从弯管入口  $\theta = 0^\circ$  到弯管出口  $\theta = 90^\circ$  的角度值。文中考虑影响扰流子性能的参数主要有扰流子叶片弦长  $L$ 、叶片安装攻角  $\alpha$ 、扰流子安装距离  $l$  (扰流子后端距离弯管进口的距离)。

### 3.1 扰流子叶片弦长 $L$ 对弯管中心面外侧压力系数的影响

保持其它变量不变, 扰流子叶片弦长  $L$  分别取 0.5D, 0.75D, 1.0D, 1.25D, 1.5D (其中  $D$  为管道内径), 研究扰流子叶片弦长对其性能的影响。

扰流子叶片弦长对弯管外弯曲面压力系数的影响如图 4 所示。从图中曲线趋势可得, 当  $\theta$  的取值范围在  $20^\circ \sim 80^\circ$  范围内, 弯管中心面外侧的压力系数分布变化明显, 并且最大压力系数随着叶片弦长的不断减小而降低; 在叶片弦长分别为 1.5D 和 0.5D 时弯管中心面外侧的最大压力系数分别为 4 694.824 Pa, 4 413.92 Pa, 减小了 280 Pa。主要原因是扰流子叶片

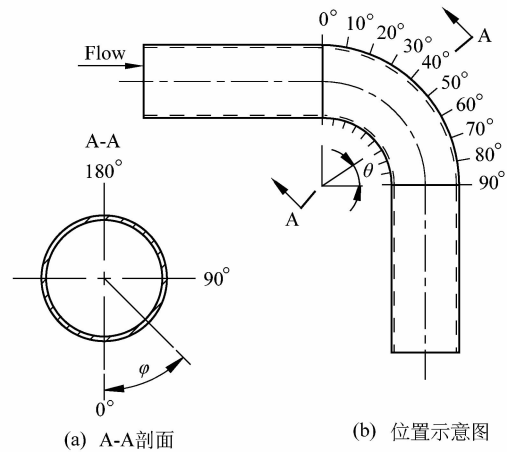


图 3 压力系数取值位置

Figure 3 Location value of pressure coefficient

弦长具有流线型结构, 随着弦长的减小, 流向弯管的流体扰动范围越靠近弯管入口, 致使流体流经弯管时对弯管外弯曲面的作用力减小。

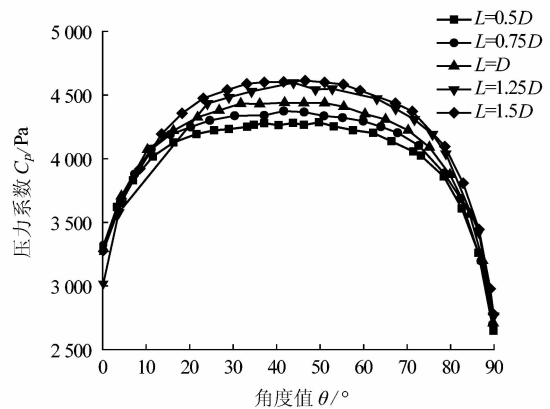


图 4 不同叶片弦长下弯管中心面外侧压力系数

Figure 4 Pressure coefficient of outer edge of a mid-plane of the elbow under different chord length

### 3.2 扰流子叶片安装攻角 $\alpha$ 对弯管中心面外侧压力系数的影响

保证扰流子叶片的弦长为  $D$ 、速度  $v = 3$  m/s、安装距离为 0 mm 等变量不变, 叶片安装攻角取  $1^\circ$ ,  $2^\circ$ ,  $3^\circ$ ,  $5^\circ$  和  $6^\circ$ , 研究叶片安装攻角对其性能的影响。随着叶片安装攻角的不断增大, 弯管中心面外侧的压力系数也在不断地发生变化, 如图 5 所示。当安装攻角  $\alpha$  从  $1^\circ$  增至  $2^\circ$  时, 弯管中心面的最大压力系数降低, 从 4 629.21 Pa 降低到 4 594.331 Pa。当安装攻角大于  $2^\circ$  时, 随着攻角的不断增大, 弯管中心面的最大压力系数从 4 594.331 Pa 增大至 4 698.956 Pa, 增大了约 100 Pa。主要是由于安装攻角太小, 产生的扰动程度很小,

不足以对弯管内的流体产生足够大的影响。随着安装攻角的增大,流体的扰动程度增大,由于弯管内流体本身就处在紊流状态,过大的扰动反而会加剧弯管内流体的紊流程度。

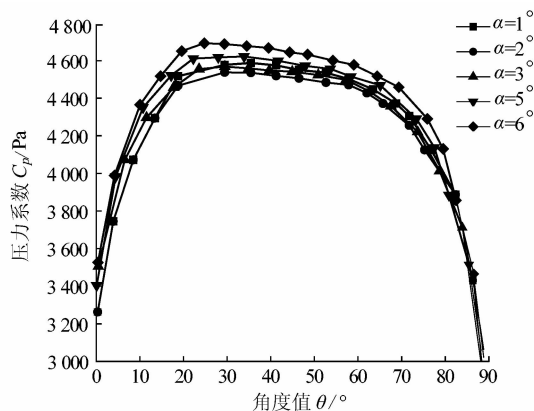


图5 不同叶片安装攻角下弯管中心面压力系数  
Figure 5 Pressure coefficient of outer edge of a mid-plane of the elbow under different installation angle of attack

### 3.3 扰流子安装距离 $l$ 对其性能的影响

随着扰流子安装位置的变化,弯管中心面外侧的压力系数也在不断地变化,如图6所示。并且当  $l$  从0 mm到10 mm,弯管中心面的最大压力系数随着距离的增大而减小。之后,当  $l$  大于10 mm时,随着距离的增大弯管中心面的最大压力系数反而增大,从10 mm到30 mm增大了约90 Pa。主要是由于同等条件下,当距离太小时,弯管内部流体本身处在紊流状态,过强的扰动反而加剧了弯管内部的扰动,当距离太大时提前产生的扰流不足以对弯管内流场产生影响。

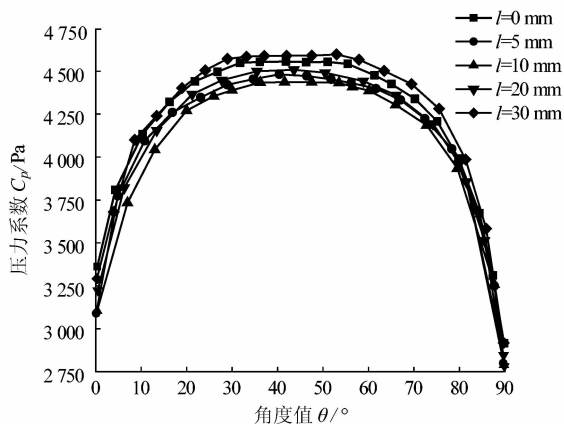


图6 不同安装距离下弯管中心面外侧压力系数  
Figure 6 Pressure coefficient of outer edge of a mid-plane of the elbow under different mounting distance

### 3.4 加装扰流子之后与原始管道对比

加装扰流子前后的压力系数如图7所示,加装弯管前置扰流子之后,经过对比,弯管中心面外侧的压力系数较未安装之前的压力系数要明显减小,即弯管处动能转化为静压能的比例在减小,流体对管道表面腐蚀产物膜的作用力减小,减缓了流体流过弯管的流动加速腐蚀速率。

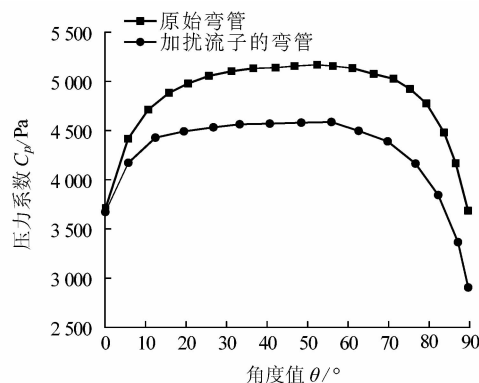


图7 原始弯管和加扰流子弯管中心面外侧压力系数

Figure 7 Pressure coefficient of outer edge of a mid-plane of the original elbow and the elbow with pipe prepositive turbulator

## 4 结语

文章从流体力学角度出发,通过加装弯管前置扰流子的方法,改善弯管流场结构,降低流体对金属材料表面腐蚀产物膜的作用力,从而降低弯管流动加速腐蚀速率。最终得到以下几个结论:

1) 保持其它变量不变,扰流子叶片弦长  $L$  分别取  $0.5D$ ,  $0.75D$ ,  $1.0D$ ,  $1.25D$  和  $1.5D$ ,研究扰流子叶片弦长对其性能的影响。得到弯管中心面的最大压力系数随着叶片弦长的减小而降低。

2) 保证扰流子叶片的弦长为  $D$ 、速度  $v = 3$  m/s、安装距离  $l$  为0 mm等变量不变,叶片安装攻角分别取  $1^\circ$ ,  $2^\circ$ ,  $3^\circ$ ,  $5^\circ$  和  $6^\circ$ ,研究叶片安装攻角对其性能的影响。当安装攻角  $\alpha$  从  $1^\circ$  增至  $2^\circ$  时,弯管中心面的最大压力系数降低;当安装攻角大于  $2^\circ$  时,随着攻角的不断增大,弯管中心面的最大压力系数增大,从  $2^\circ$  到  $6^\circ$  增大了约100 Pa。

3) 保证流速  $v = 3$  m/s、叶片弦长  $L = D$ 、叶片安装攻角  $\alpha = 0^\circ$  不变,安装距离  $l$  分别取0 mm, 5 mm, 10 mm, 20 mm 和 30 mm 时考虑其对抗流子性能的影响。在0 mm到10 mm之间,弯管中心面外侧的最大压力

(下转第41页)