

电控线性转板式气体流量调节阀结构与实验

黄震威^{1,2} 潘国兵¹ 丁芬芬³ 徐志鹏³

(1. 浙江工业大学机械工程学院, 杭州 310032; 2. 浙江省计量科学研究院, 杭州 310018;

3. 中国计量学院浙江省流量计量技术研究重点实验室, 杭州 310018)

摘要: 提出了一种电控线性转板式流量调节阀(阀门通径 DN50), 阀芯开口采用专门设计的形状以实现开度与流量的线性关系, 驱动系统采用减速步进电机以保证阀门开度的精度和重复性。采用面积割补法推导了阀芯曲线方程, 设计了特殊的平面旋转密封结构, 并采用数值模拟和实验验证相结合的方法进行了验证。理论计算和实验结果均表明设计的阀门线性相关系数大于 0.99, 不同开度的重复性实验表明, 不同开度流量重复性优于 0.26%, 验证了该结构阀门的性能。

关键词: 气体流量调节阀; 结构设计; 实验

中图分类号: TB937 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2016)08-0333-06

Design and Experiment of Electronically Controlled Rotary Flat Flow Valve with Linear Characteristics

Huang Zhenwei^{1,2} Pan Guobing¹ Ding Fenfen³ Xu Zhipeng³

(1. College of Mechanical Engineering, Zhejiang University of Technology, Hangzhou 310032, China

2. Zhejiang Province Institute of Metrology, Hangzhou 310018, China

3. Zhejiang Provincial Key Laboratory of Flow Measurement Technology, China Jiliang University, Hangzhou 310018, China)

Abstract: Gas flow valves are widely used in pneumatic field. The technology of valves, such as butterfly valves and ball valves, combined with valve positioner mode is mature, and the prices are reasonable. But there are some disadvantages like nonlinear relationship between the opening degree of the valve and flow area, low positioning accuracy, lack of repeatability and so on. A new rotary flat flow valve with linear characteristics was proposed. The nominal diameter was 50 mm. With good repeatability, it can overcome the above disadvantages on the whole. It can achieve the linear regulation of flow from 0% to 95%. A special shaped curve was designed for the valve plate to achieve the linear relationship. And a decelerating stepper motor was used to drive the valve plate to ensure the accuracy and repeatability of valve. It can also quickly adjust the valve plate to any position. The function of the curve of valve plate was deduced with cut-and-fill method. Then a special plane-rotation seal structure was proposed to ensure the plate seal. The computational fluid dynamics method was employed to simulate the internal fluid field of the valve at different opening positions. Finally, detailed simulation and experimental study were carefully carried out to verify the design and performance of valve. Both theoretical calculations and experiment results showed that the linear correlation coefficient was greater than 0.99. Experiment results at different positions showed that the flow repeatability of the valve was better than 0.26%. Although the performance of the new structure valve had been verified, the reliability of the special seal and working lifetime of the rotary flat valve were pending to be proved in the future work.

Key words: flow valve; structure design; experiment

收稿日期: 2015-12-23 修回日期: 2016-03-13

基金项目: 国家自然科学基金项目(51305419)、国家国际科技合作专项(2014DFA70980)和浙江省自然科学基金项目(LY15E070004)

作者简介: 黄震威(1984—),男,博士生,浙江省计量科学研究院工程师,主要从事气体流量计量研究, E-mail: hzhuangzw@126.com

通信作者: 潘国兵(1978—),男,副教授,主要从事电气自动化控制和传感网络研究, E-mail: gbpan@zjut.edu.cn

引言

气体流量调节阀用于调节通过管道的气体流量,在天然气等气动领域广泛使用。在低压工况及中小口径(小于等于 DN300)应用中,现有的流量调节阀多采用传统阀门,然后配套气动阀门定位器等控制机构实现流量的自动化调节^[1-4]。最常用的球阀和蝶阀具有结构紧凑、质量轻、密封性好等优点,蝶阀更是特别适用于大口径大流量的流体控制,技术成熟、价格适中,但阀门自身结构决定了开度与流量的非线性关系,特别是小流量区间线性度差^[5-7];另一方面,阀门执行机构中最常用的气动阀门定位器采用调节控制腔压力的方式来改变阀门开度,调节速度缓慢,气体自身的弹性决定了控制精度不高,此外阀芯衬胶等密封件摩擦力较大,也制约了定位器的调节精度,特别是往返的重复性^[8]。

为满足气体流量计量行业对于小流量调节精确性及重复性的要求,本文结合传统闸阀与旋转阀的优势,提出一种平面式转板阀,实现开度与流量的完全线性对应,并结合步进电机在低速控制时输出力矩大、定位精度高等优点,设计减速步进电机驱动的控制机构。在理论上完成阀芯开度曲线及阀体结构设计的基础上,结合 CFD 流场仿真技术对气体流动过程进行分析,并搭建实验装置验证转板阀的性能。

1 转板阀结构及阀芯曲线设计

1.1 结构设计

结合实验条件,选择阀门通径 DN50 进行电控线性转板阀的结构设计和验证性研究。转板阀总体结构如图 1 所示,主要由带有线性开口的阀芯、支撑及密封结构、阀体、外接管道以及减速电机构成的驱动模块组成^[9-10]。其中驱动模块主要包括步进电机、减速机、转轴等传动零件。阀门所有静态密封采用 O 型圈密封,阀芯的旋转动密封采用聚四氟乙烯加工的密封环,配以周向均布的多个弹簧压紧密封环,既能实现阀门在初始位置的完全密封,也使得在密封环出现磨损时能在弹簧作用下保证密封效果^[11-12]。

阀门工作时,由控制器接收开度指令,换算成阀芯开度及电机脉冲数驱动步进电机使阀芯发生偏转,改变阀芯的过流面积,从而实现阀门的流量调节。

阀芯作为电控线性流量旋转阀的核心元件,由实心圆盘切割出随角度渐变的开口,如图 2 所示。图中 A~E 中阴影部分的面积分别是阀芯转过不同

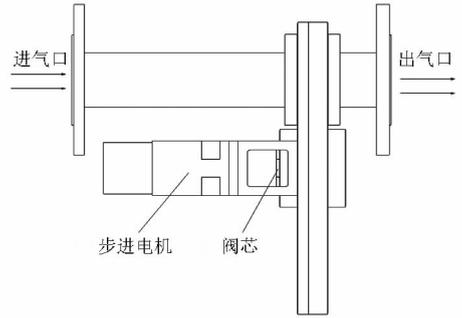


图 1 转板阀结构示意图

Fig. 1 Schematic diagram of rotary plate valve

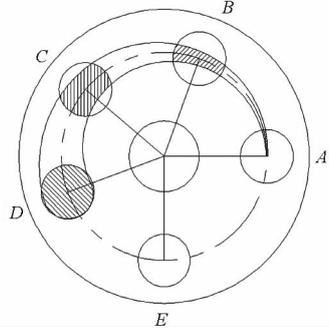


图 2 阀芯曲线及不同位置开口示意图

Fig. 2 Schematic diagram of valve core curve and openings at different positions

角度时的过流面积。从位置 A 到 E 随着阀芯转过不同的角度,阀门的流通面积也随之变化,从而实现被控流体的流量调节。

1.2 阀芯曲线设计

根据热力学和气体动力学基础方程,气体通过薄板节流孔口时,它的质量流量方程可以表示为^[13-14]

$$Q_m = \alpha A p_1 \sqrt{\frac{k}{RT_0}} \varphi(p_1, p_0) \quad (1)$$

其中

$$\varphi(p_1, p_0) =$$

$$\begin{cases} \sqrt{\frac{2}{k-1} \left[\left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} & \left(\frac{p_1}{p_0} > b \right) \\ \sqrt{\left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}} & \left(\frac{p_1}{p_0} \leq b \right) \end{cases} \quad (2)$$

式中 Q_m ——通过阀门的质量流量

α ——空气收缩系数

A ——阀门的当量流通面积

p_1 ——阀门上游气体压力

p_0 ——阀门下游气体压力

T_0 ——上游气体热力学温度

R ——气体常数

k ——比热容比,对于空气 $k = 1.4$

b ——阀口的临界背压比,通常取 0.528 3

从式(1)、(2)可知,当阀门的过流面积 A 与开

度 θ 满足

$$\frac{A}{\theta} = \text{const} \quad (3)$$

即可实现阀门开度 θ 与流量的线性对应关系。

在前述总体结构设计中, 阀芯开口中心圆设计半径为 $R_1 = 97 \text{ mm}$ 。对于某一特定阀芯开度 θ , 通过 $r_1 = 25 \text{ mm}$ 的管道的阀芯过流面积即为如图 3 所示的 S 。

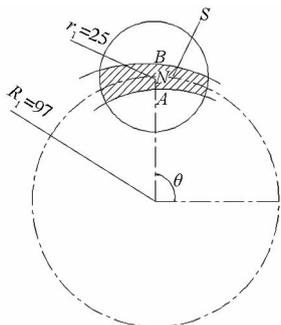


图 3 阀芯曲线几何求解示意图

Fig. 3 Schematic diagram of valve core curve geometric solution

该角度下对应的开口曲线内外侧交点定义为点 A 和点 B , 其极坐标分别为 (ρ_1, θ) 、 (ρ_2, θ) , 阀芯有效开度为 $\theta(0 \sim 200^\circ)$, 根据式(3), S 应满足

$$\frac{\theta}{200} = \frac{S}{25^2 \pi} \quad (4)$$

由于直接求解曲线方程无法获得解析解, 采用图 4 所示的面积割补法, 如图 4a 所示分别过 A 、 B 点做两条垂直于 AB 连线的直线, 与 $r = 25 \text{ mm}$ 的管道相交得到图中阴影面积 S_1 与 S_2 , 如果有 $S_1 = S_2$, 阀口过流面积 S 等价于图 4b 的阴影面积 S_3 。设 AB 中点记作 N , 令 $AN = l$, 根据弓形阀口面积计算公式, 面积 S' 与阀门开度 θ 呈线性关系, 可推出阴影面积 S' 为^[13]

$$S' = 25^2 \pi - 4 \left(\frac{25^2 \arccost - 25t \sqrt{25^2 - t^2}}{2} \right) \quad (5)$$

其中 $t = \frac{l}{25} \quad (0 \leq t \leq 1)$

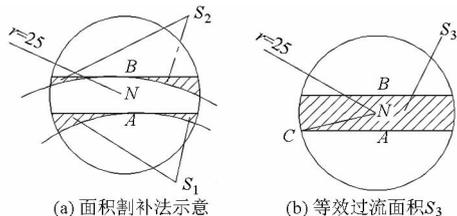


图 4 面积割补法求解示意图

Fig. 4 Schematic diagram of area cut-and-fill method

由于 $S' = S_3$, 根据式(4)和式(5), 得到

$$\theta = 200 - \frac{400(\arccost - t \sqrt{1 - t^2})}{\pi} \quad (6)$$

根据 A 、 B 点的极坐标, 有

$$\begin{cases} \rho_1 = 97 - 25t \\ \rho_2 = 97 + 25t \end{cases} \quad (7)$$

根据式(6)、(7), 得到 A 、 B 点极坐标表达式为

$$\begin{cases} \rho_1 = -\frac{7.128}{\pi^2} \theta^2 - \frac{12.96}{\pi} \theta + 96.5 \\ \rho_2 = \frac{7.1}{\pi^2} \theta^2 - \frac{12.96}{\pi} \theta + 96.5 \end{cases} \quad (8)$$

最后得到阀芯开口曲线如图 2 所示, 不同角度下过流面积与阀芯开度的关系曲线如图 5 所示。

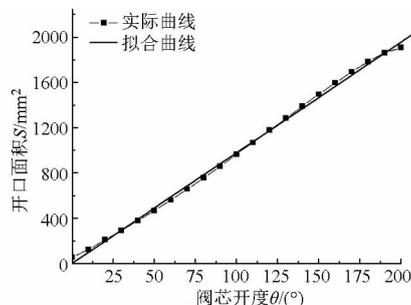


图 5 阀芯开口面积 S 与转动角度 θ 关系曲线

Fig. 5 Relation curve of valve core opening area S and rotation angle θ

根据计算式

$$r = \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})(y_i - \bar{y})}{\sqrt{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2 (y_i - \bar{y})^2}} \quad (9)$$

得到开度 $0^\circ \sim 200^\circ$ 内, 面积与开度线性相关系数 $r = 0.9991$, 近似严格线性关系。

2 数值计算

2.1 计算模型及边界条件

不同开度时, 阀芯过流面并非标准的小孔, 而是不规则形状, 实际过流流量是否满足线性关系有待验证。为此本文采用 CFD 计算进行初步验证。

以 50% 开度为例, 其三维物理模型简化后如图 6a 所示, 取阀芯前置管段长度 $6D$, 后置管段长度 $10D$ 作为流场计算流域, 以尽量减少上下游的流动干扰。将物理模型导入 Gambit 后, 划分网格如图 6b 所示。阀芯前后 $1D$ 范围内流场变化最剧烈, 对该区域网格进行局部加密处理。采用六面体网格, 不同开度下网格数为 12 万左右。

在 Fluent 中导入仿真网格, 以理想气体做为介质, 边界条件设置为压力进口和压力出口, 工作压差 Δp 为 $5\,500 \text{ Pa}$, 采用 RNG $k - \varepsilon$ 三维湍流模型和 SIMPLE 算法^[15-17]。在定常条件下, 对流动模型中的流动进行数值模拟求解, 收敛条件为速度和湍流

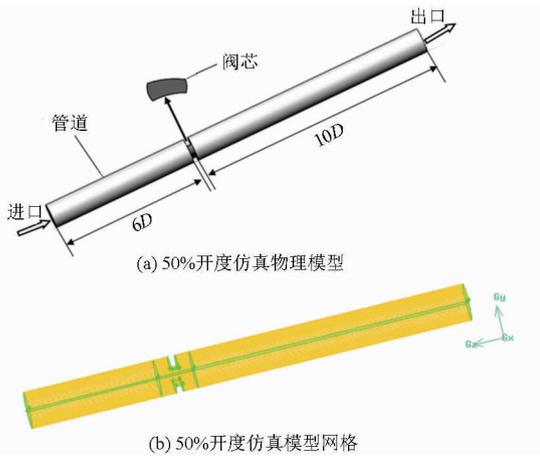


图6 阀门相对开度为50%的计算模型

Fig. 6 Calculation model of valve with relative opening degree at 50%

的残差值均小于0.0001。

2.2 数值模拟

对初始模型的0~95%共18种相对开度下的阀内流动状况进行数值模拟。图7、图8所示为阀门相对开度分别为20%、50%和70%和95%时各个截面的速度云图,可以看出其速度分布基本沿中心线对称,开度越大对称性越好。图9、图10为对应的压力云图,对于小开度而言阀前压力显著高于阀后压力,由于阀芯为偏心结构,长期使用在小开度下阀芯两侧压差有可能导致结构变形,因此应尽量避免。

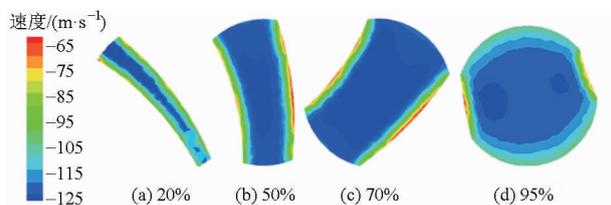


图7 不同相对开度下x截面速度云图

Fig. 7 Velocity cloud images of x cross section at different degrees of relative opening

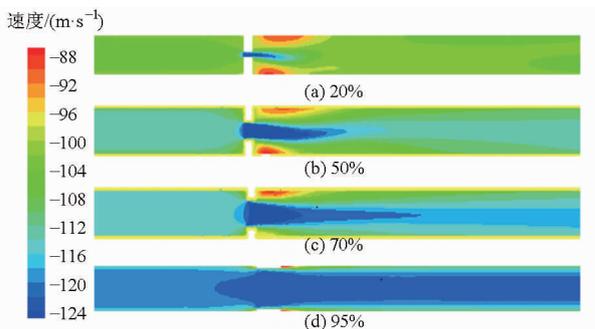


图8 不同相对开度下的yz截面速度云图

Fig. 8 Velocity cloud images of yz cross section at different degrees of relative opening

阀门出口气体流量与开度的关系如图11所示,计算得出拟合曲线的线性相关系数 r 为0.9968,与

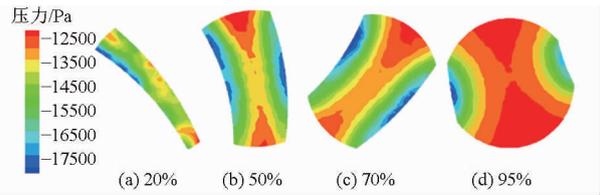


图9 不同相对开度下x截面压力云图

Fig. 9 Pressure cloud images of x cross section at different degrees of relative opening

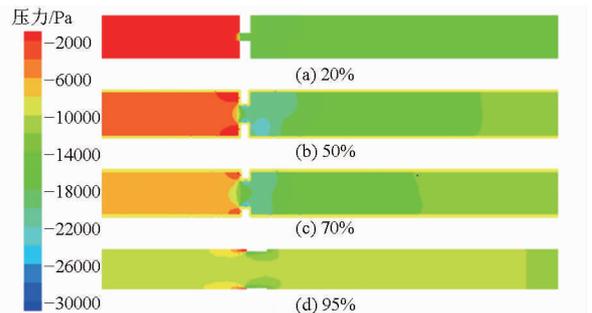


图10 不同相对开度下的yz截面压力云图

Fig. 10 Pressure cloud images of yz cross section at different degrees of relative opening

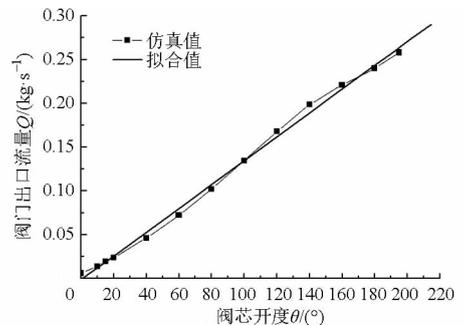


图11 流量特性仿真曲线

Fig. 11 Simulation curve of flow characteristics

阀芯面积的线性相关系数基本相等,可知阀口流量主要受过流面积影响,受过流面形状是否规则影响不大。

3 实验

3.1 实验装置及流程

在理论计算和数值仿真的基础上,本文对该转板阀进行了实验研究,以验证其线性特性及重复性等性能^[18-20]。实验装置为标准表法气体流量标准装置,其原理示意如图12所示,装置和阀门实物如图13所示。该装置可设定流量检定范围0.5~2000 m³/h,流量重复性优于0.1%,流量数据通过装置中的高精度罗茨流量计获得,被测阀前后分别安装压力传感器。

实验步骤:首先在流量标准装置上设置一定的风机转速,通过PLC控制步进电机调节阀开度,待流量稳定后,通过上位机软件读取通过转板阀的流量 Q 以及两端压差 Δp 等实验数据;然后更改开

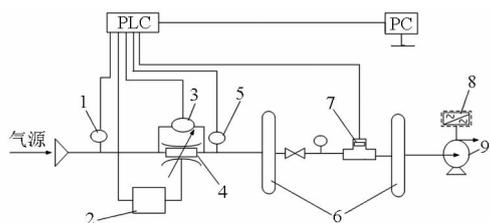


图 12 实验装置原理示意图

Fig. 12 Schematic diagram of experimental apparatus principle

- 1. 压力变送器 2. 电-机械转化模块 3. 差压变送器 4. 线性调节阀 5. 温度变送器 6. 汇管 7. 标准流量计 8. 变频器 9. 风机



(a) 实验装置 (b) 阀门实物

图 13 实验装置实物图

Fig. 13 Physical diagram of experimental apparatus

度继续下一组实验。

3.2 线性度分析

如图 14 所示几组不同风机转速下,得到的阀芯开度与流量关系曲线,其变化趋势相同,但在风机转速较高时,由于流速增大装置自身流阻增加,流量趋于饱和。

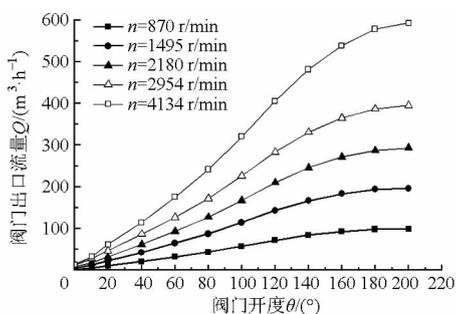


图 14 阀门开度与流量关系曲线

Fig. 14 Relation curve of valve opening degree and flow rate

风机转速较低 ($n = 870 \text{ r/min}$) 时的流量开度如图 15 所示,计算得到线性相关系数 R 为 0.9983,与设计及仿真结果吻合度很高,进一步验证了该转板阀设计的有效性。

3.3 重复性分析

对于某一开度的重复性实验,采用测完一组后复位至初始位置,然后重新设置开度反复测试。表 1 所示重复性实验数据对应风机转速 $1\,945 \text{ r/min}$ 。

重复性可用贝塞尔公式计算^[20]

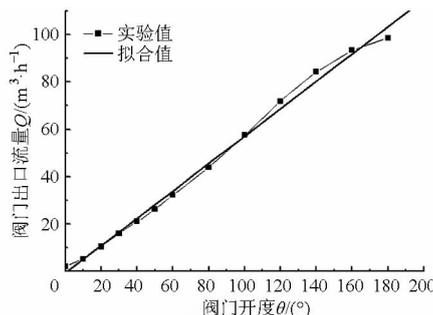


图 15 风机转速 $n = 870 \text{ r/min}$ 时流量-开度关系曲线

Fig. 15 Relation curve of flow rate and opening degree when fan speed n was 870 r/min

$$S(y) = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2}{n - 1}} \quad (9)$$

式中 $S(y)$ ——重复性

\bar{y} —— n 次检测结果的平均值

n ——检测次数,一般不小于 6

计算可知表 1 数据对应重复性均不超过 0.26%,说明对于该阀采用减速步进电机驱动机构能实现较好的重复定位。

表 1 重复性实验结果

Tab. 1 Results of repeated experiment

开度 $\theta / (^\circ)$	流量 $Q / (\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1})$						重复性 /%
0	5.57	5.59	5.57	5.59	5.57	5.59	0.18
10	11.93	11.92	11.90	11.89	11.90	11.90	0.23
20	22.41	22.38	22.39	22.36	22.48	22.49	0.20
30	33.38	33.30	33.26	33.44	33.32	33.26	0.19
40	42.74	42.92	42.93	42.82	42.76	42.85	0.17
50	52.97	52.93	52.77	52.87	53.09	52.94	0.19
60	64.27	64.31	64.37	64.65	64.67	64.61	0.26
80	87.72	87.64	87.50	87.67	87.53	87.31	0.16
100	114.77	114.88	114.46	114.57	114.55	114.50	0.14
120	143.18	143.57	143.38	143.47	143.57	143.67	0.12
140	167.00	166.96	167.03	166.48	166.87	167.08	0.12
160	184.09	183.77	183.59	183.42	183.50	184.05	0.15
180	194.30	193.60	193.14	193.86	193.92	194.04	0.19
200	196.34	196.23	196.57	196.56	196.05	196.23	0.10

4 结论

(1) 仿真及实验结果均表明该转板阀具有较好的线性度,线性相关系数大于 0.99,可以实现流量由 0~95% 的线性调节;优于本实验平台使用的智能调节阀(其重复性为 0.3%),符合技术指标。

(2) 不同开度下流量调节重复性优于 0.26%,说明采用步进电机作为其驱动机构相对于传统的阀门定位器有明显优势。

参 考 文 献

- 1 TAKEYOSHI Kimura, TAKAHARU Tanaka, KAYO Fujimotoa, et al. Hydrodynamic characteristics of a butterfly valve-prediction of pressure loss characteristics[J]. *ISA Transactions* 1995, 34(4): 319-326.
- 2 高红, 傅新, 杨华勇, 等. 球阀阀口气穴流场的模拟与可视化研究[J]. *农业机械学报*, 2003, 34(3): 45-48.
GAO Hong, FU Xin, YANG Huayong, et al. Numerical simulation and visualization study of cavitating flow in hydraulic ball valve [J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2003, 34(3): 45-48. (in Chinese)
- 3 DAVIS J A, STEWART M. Predicting globe control valve performance part I: CFD modeling[J]. *ASME Journal of Fluids Engineering*, 2002, 124(3): 772-777.
- 4 刘洋, 姚晓先, 宋晓东, 等. 超高压气动加注阀流量特性试验研究[J]. *农业机械学报*, 2014, 45(5): 299-304.
LIU Yang, YAO Xiaoxian, SONG Xiaodong, et al. On-line mixing pesticide device based on flow control valve and neural network [J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2014, 45(5): 299-304. (in Chinese)
- 5 贺小峰, 黄国勤, 杨友胜, 等. 球阀阀口流量特性的试验研究[J]. *机械工程学报*, 2004, 40(8): 30-33.
HE Xiaofeng, HUANG Guoqin, YANG Yousheng, et al. Experimental research on the flow characteristics of ball valve orifice[J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2004, 40(8): 30-33. (in Chinese)
- 6 郝承明. 蝶阀技术的新进展[J]. *阀门*, 2001(5): 32-34.
HAO Chengming. New technical advance of the butterfly valve[J]. *Valve*, 2001(5): 32-34. (in Chinese)
- 7 CHESMOND C J. Control system technology, chapter 7-flow control valves, actuators and positioners; pneumatic process controllers[M]. Brisbane: Q Search, 1982: 161-174.
- 8 徐志鹏, 王宣银, 罗语溪. 高压气动比例减压阀设计与仿真[J]. *农业机械学报*, 2011, 42(1): 209-212, 222.
XU Zhipeng, WANG Xuanyin, LUO Yuxi. Design and simulation of a high pressure proportional pneumatic pressure reducing valve [J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2011, 42(1): 209-212, 222. (in Chinese)
- 9 JANUSZ Rogula. The influence of seat fatigue test on the leakage in ball valve[J]. *Procedia Engineering*, 2012, 39: 91-97.
- 10 CHAMPAGNE R P, BOYLE S J. Optimizing valve actuator parameters to enhance control valve performance [J]. *ISA Transactions*, 1996, 35(3): 217-223.
- 11 SONG X G, WANG L, BAEK S H, et al. Multidisciplinary optimization of a butterfly valve[J]. *ISA Transactions*, 2009, 48(3): 370-377.
- 12 BARBER A. Pneumatic handbook[M]. 8th ed. Oxford: Elsevier Advanced Technology, 1997.
- 13 王祖温, 郭晓晨, 包钢, 等. 基于流场的气动换向阀流量特性研究[J]. *机械工程学报*, 2004, 40(2): 1-4.
WANG Zuwen, GUO Xiaochen, BAO Gang, et al. Effect of flow path on flow characteristic of pneumatic spool valves [J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2004, 40(2): 1-4. (in Chinese)
- 14 RYO Morita, FUMIO Inada, MIEHITSUGU Mori, et al. CFD simulations and experiments of flow fluctuations around a steam control valve[J]. *ASME Journal of Fluids Engineering*, 2007, 129(1): 48-54.
- 15 ZHANG H X, ZHANG T Z, WANG Y S, et al. Dynamics model and simulation of flat valve system of internal combustion water pump[J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2005, 18(3): 411-414.
- 16 ZHANG F, LIU H, TAO G L, et al. Design, modeling and simulation of an innovation pneumatic high speed on-off valve based on giant magnetostrictive material[J]. *Advanced Materials Research*, 2011, 422(12): 243-249.
- 17 贾光政, 王宣银, 吴根茂, 等. 高压气动容积减压分级控制原理与特性[J]. *机械工程学报*, 2005, 41(10): 210-214.
JIA Guangzheng, WANG Xuanyin, WU Genmao. Research on principle and property of classification control pressure reduction by expander in high pressure pneumatic system[J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2005, 41(10): 210-214. (in Chinese)
- 18 BAZSÓ C, HÖS C J. An experimental study on the stability of a direct spring loaded poppet relief valve[J]. *Journal of Fluids and Structures*, 2013, 42: 456-465.
- 19 费业泰. 误差理论与数据处理[M]. 北京: 机械工业出版社, 2010.
- 20 SORLI M, FIGLIOLINI G, PASTORELLI S. Dynamic model and experimental investigation of a pneumatic proportional pressure valve[J]. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 2004, 9(1): 78-85.