

文章编号: 1006-4710(2015)03-0316-06

不同型式空气阀的水锤防护效果研究

李小周, 朱满林, 解建仓, 郝萍

(西安理工大学 教育部西北水资源与环境生态重点实验室, 陕西 西安 710048)

摘要: 空气阀是安装在输水管道上的水锤防护装置。空气阀型式和孔径选择不合适, 会使空气进入管道不及时而引起汽化现象或管道内的空气快速排放而引起水柱分离再弥合的撞击。为了研究不同型式空气阀的水锤防护效果, 运用瞬变流理论和特征线方法, 建立空气阀边界条件; 用 Matlab 软件进行数值模拟计算, 比较了没有空气阀、单阀孔空气阀和双阀孔空气阀的水锤防护效果。进一步分析了使用双阀孔空气阀时, 不同阀孔孔径对水锤防护效果的影响。计算结果表明: 安装孔径合适的双阀孔空气阀可以同时达到减小瞬变负压和防止瞬变正压过高的目的。

关键词: 水力瞬变; 水柱分离; 特征线法; 空气阀孔径

中图分类号: TV134 **文献标志码:** A

Research on the efficiency of water hammer protection by various types of air valves

LI Xiaozhou, ZHU Manlin, XIE Jiancang, HAO Ping

(Key Laboratory for Northwest Water Resource and Environment Ecology of Ministry of Education, Xi'an University of Technology, Xi'an 710048, China)

Abstract: Air valve is water hammer protection device installed at water transfer pipes or mains. Improper selection of air valve type and size could lead to the phenomenon of vaporization as the inflow of air entering into the pipes not in time, or the fast expulsion of air in the pipeline inducing the separation of water column and close the transient. In order to study the effect of water hammer protection by different types of air valve, the theory of transient and the method of characteristics are used to establish the boundary conditions of air valve in this paper. Matlab software is used to carry out numerical simulation calculation and to compare the effects of water hammer protection without air valve and with single valve orifice and double-orifice air valves. The effects of water hammer protection by different valves with different diameters are further analyzed when the air valves with double valve orifice are used. The calculated results indicate installing the appropriate orifice diameter air valve with double-valve orifice can achieve reducing transient negative pressure and prevent the excessive transient positive pressure at the same time.

Key words: hydraulic transient; water column separation; method of characteristic; orifice diameter of air valve

输水管道由于某些非正常运行工况和水流自身的挟气, 有可能在输水系统中出现气团或气柱, 使得输水系统的运行不稳定(压力和流量波动), 严重时会造成管道破裂或变形^[1]。为了解决这一问题, 空气阀被应用在长距离输水系统中, 根据工作压力的变化, 及时向管内补气或向管外排气^[2-8]。空气阀在进气过程中不会出现问题, 但在排气过程中, 会因排气过快引起瞬变压力。在空气阀进气阶段, 管内负

压被抑止, 使其小于液体汽化压力; 在空气阀排气阶段, 管内的自由空气被压缩并加速流出管道, 使分离水柱弥合。如果管道中的空气排出过快, 会使分离水柱弥合时产生撞击, 水流速度瞬间减小到零, 形成附加水锤压力。相关实验结果表明: 正常工作压力为 4 bar, 引起的最大瞬变压力为 10 bar, 是正常工作压力的 2.5 倍^[9]。

空气阀孔径对水锤防护影响较大, 国内外有不

收稿日期: 2015-03-02

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(41471451)。

作者简介: 李小周, 男, 博士生, 研究方向为供水技术与理论研究。E-mail: 710202788@qq.com。

通讯作者: 朱满林, 男, 教授, 博士, 研究方向为供水技术与理论研究。E-mail: zhuml@xaut.edu.cn。

少学者对这方面做了大量研究。如刘梅清等^[10]认为采用进排气流量系数 $C_{in} = 0.975$ 、 $C_{out} = 0.65$ 时空气阀的水锤防护作用甚微,只有当 $C_{in}/C_{out} > 10$ 时作用才较为明显;胡建永等^[11]通过采用不同进排气系数的空气阀进行了进排气特性的计算对比分析,认为不同进排气系数对空气阀的进排气特性和水锤保护效果有显著影响;杨晓东等^[12]认为减小进排气阀的排气面积,可在一定程度上消除水柱弥合引起的高水锤压力和进排气阀的破坏现象;杨开林等^[13]通过对南水北调北京段输水系统水力瞬变研究表明,选择过大或过小的空气阀孔径对减小管道内的真空度都是不利的,存在一个抑止液柱弥合冲击压力或者高度真空的最优空气阀孔径;刘志勇等^[14]对空气阀水锤防护特性的主要影响因素进行了试验研究,结果表明:在合理位置安装合适进排气孔径的空气阀可有效防止因水柱分离再弥合而导致的巨大瞬变压强;Giuseppe De Martino^[15]通过实验研究认为:输水管道通过孔口排气引起的瞬变压力与上游水头、初始气体体积、孔口大小是有关系的,孔口直径占管道直径比例约为 0.14 时,出现最大瞬变强度,随着孔口直径的增大瞬变逐渐消失;Don J. Wood 和 F. Zhou 等人^[16-19]认为孔口直径占管道直径比例约为 0.2 时,出现最大瞬变压力。

本文通过算例进行数值分析,对空气阀水锤防护效果的主要影响因素(空气阀孔径)进行分析研究,希望为空气阀结构优化设计和正确应用提供理论依据。

1 空气阀边界条件及求解

在输水过程中,当管道中存在气体时,气体会顺着管道向上运动,最终聚集在管道的凸起点形成空气腔。如果此处安装空气阀,气体就会进入空气阀,此时阀内无水,浮球在重力作用下处于掉落状态,空气阀打开,达到排气目的;随着阀内气体的排出,管道内水位上升进入空气阀,浮球在水的浮力作用下,关闭排气口,排气结束。当管道内压力下降到大气压力以下时,在管道内外压差作用下,浮球降落,空气阀打开,达到进气的目的,见图 1。

空气阀的进排气过程是一个复杂的动态过程。目前,空气阀的数值模拟仍然沿用 Wylie 和 Streeter 等人提出的数学模型^[20],该模型基于以下 4 个基本假设:

- 1) 认为空气等熵流入或流出空气阀;
- 2) 管内的空气质量符合等温规律,这是由于管内空气质量通常很小而管道面积和液体表面积很大,这

就提供了一个大热容,使气体温度接近于液体温度;

- 3) 管内的空气聚集在它排出的阀附近;

4) 管道内液体表面高度基本保持不变,由于空气的体积和管段里的液体体积相比很小。

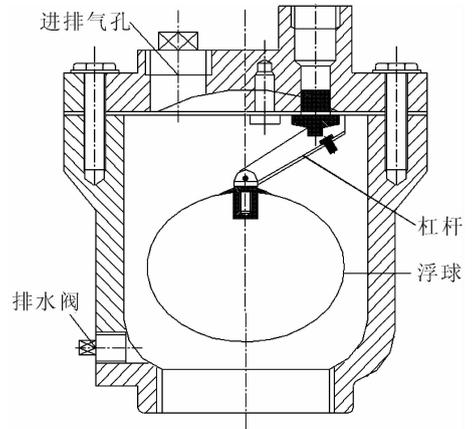


图 1 空气阀结构示意图(杠杆式)
Fig. 1 Air valve structure (lever type)

流过阀的空气质量流量取决于管外大气的绝对压强 P_0 、绝对温度 T_0 以及管内的绝对压强 P 和绝对温度 T 。分下列四种情况。

空气以亚声速等熵流进 ($0.528P_0 < P < P_0$):

$$\dot{m} = C_{in} A_{in} P_0 \sqrt{\frac{7}{RT_0} \left[\left(\frac{P}{P_0} \right)^{1.4286} - \left(\frac{P}{P_0} \right)^{1.714} \right]} \quad (1)$$

空气以临界流速等熵流进 ($P < 0.528P_0$):

$$\dot{m} = C_{in} A_{in} P_0 \frac{0.686}{\sqrt{RT_0}} \quad (2)$$

空气以亚声速等熵流出 ($P_0 < P < 1.894P_0$):

$$\dot{m} = -C_{out} A_{out} P \sqrt{\frac{7}{RT} \left[\left(\frac{P_0}{P} \right)^{1.4286} - \left(\frac{P_0}{P} \right)^{1.714} \right]} \quad (3)$$

空气以临界流速等熵流出 ($P > 1.894P_0$):

$$\dot{m} = -C_{out} A_{out} P \frac{0.686}{\sqrt{RT}} \quad (4)$$

式中: C_{in} 、 C_{out} 分别为空气阀的进、排气流量系数; A_{in} 、 A_{out} 分别为空气阀的进、排气开启面积(m^2)。

图 2 中,当空气阀处的测压管水头降到位置水头以下时,空气阀打开,流入空气,在空气排出之前每一个计算增量末均满足恒内温的一般气体定律,即:

$$PV = mRT \quad (5)$$

式中: V 为管内空气的体积(m^3); m 为管内空气的质量(kg)。

$$P[V_i + 0.5dt(Q_i - Q_{pxi} - Q_{ppi} + Q_{pi})] = [m_0 + 0.5dt(\dot{m}_0 + \dot{m})]RT \quad (6)$$

式中: V_i 为起始时的空穴体积(m^3); Q_i 为 dt 起始时

流出 i 断面的流量(m^3/s); Q_{pi} 为 dt 末了时流出 i 断面的流量(m^3/s); Q_{pxi} 为 dt 起始时流入 i 断面的流量(m^3/s); Q_{ppi} 为 dt 末了时流入 i 断面的流量(m^3/s); m_0 为 dt 起始时空穴中的空气质量(kg); \dot{m}_0 为 dt 起始时流入或流出 i 断面的空气质量流量(kg/s); \dot{m} 为 dt 末了时流入或流出 i 断面的空气质量流量(kg/s)。

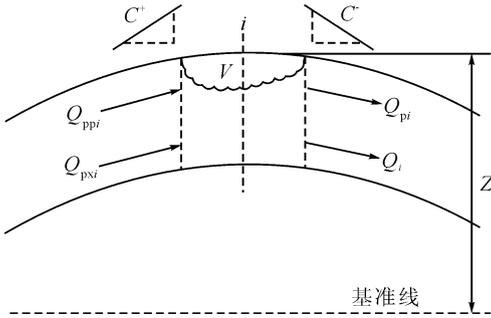


图2 空气阀边界符号图

Fig. 2 Symbols of air valve boundary

i 断面的 C^+ 和 C^- 特征线方程为^[21]:

$$C^+ : H_{pi} = CP - BQ_{ppi} \quad (7)$$

$$C^- : H_{pi} = CM + BQ_{pxi} \quad (8)$$

其中: $CP = H_{pi-1} + BQ_{pi-1} - RQ_{pi-1} | Q_{pi-1} |$, $CM = H_{pi+1} - BQ_{pi+1} + RQ_{pi+1} | Q_{pi+1} |$, $B = a/(gA)$, $R =$

$$f\Delta x/(2gDA^2).$$

式中: g 为重力加速度(m/s^2); A 为管道断面面积(m^2); D 为管道直径(m); Δx 为两断面间的距离(m); f 为管壁摩擦系数; a 为水锤波传播速度(m/s)。

H_p 和 P 之间的关系是:

$$\gamma(H_p - Z + \bar{H}) = P \quad (9)$$

式中: γ 为水的容重(N/m^3); Z 为空气阀高出基准面的高度(m); \bar{H} 为当地气压压头(m); H_p 为测压管水头(m)。

将式(7)、(8)和(9)代入式(6)中,可得:

$$P \left\{ V_i + 0.5dt \left[Q_i - Q_{pxi} \frac{CP + CM}{B} + \frac{2}{B} \left(\frac{P}{\gamma} + Z - \bar{H} \right) \right] \right\} = [m_0 + 0.5dt(\dot{m}_0 + \dot{m})]RT \quad (10)$$

方程(10)可以改写成:

$$P'(P' + A_{11}) = C_{83} + Y \cdot \dot{m} \quad (11)$$

式中: A_{11} 、 C_{83} 和 Y 为已知量, $P' = P/P_0$ 和 \dot{m} 为未知量, \dot{m} 是 P' 的函数。

因为 \dot{m} 和 P' 有必然的联系, 因此要想求解方程(11), 就要根据 P' 将 \dot{m} 量分为 4 个区域, 在各区域内求解方程, 求解流程图如图 3 所示。

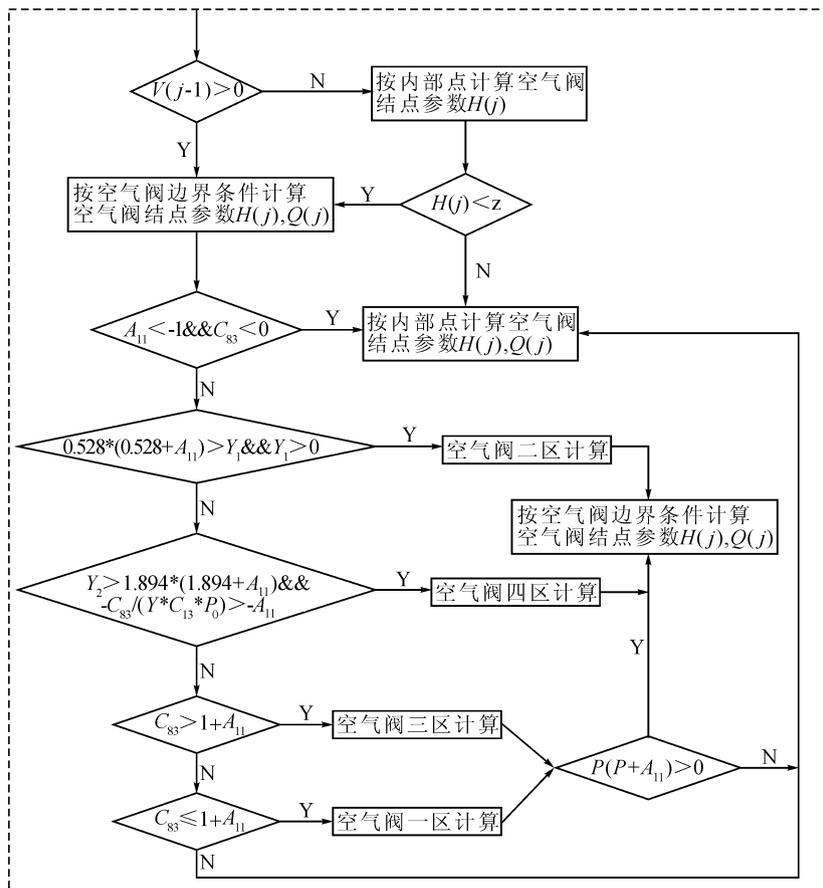


图3 空气阀边界计算流程图

Fig. 3 The calculation flowchart of air valve boundary

2 空气阀边界计算结果与分析

本文采用《瞬变流》一书中第 77 页的例题 5-2^[20],用 Matlab 软件编程进行数值模拟计算,为了读者看起来直观,把原算例中已知的英制单位数据转化为国际单位,算例中管线上游入口为强迫流量 $Q=Q_0-\Delta Q\sin\omega t$,下游为水库边界条件,空气阀安装在管线中点最高处。已知数据: $Q_0=0.34\text{ m}^3/\text{s}$, $\Delta Q=0.11\text{ m}^3/\text{s}$, $\omega=0.3\text{ rad/s}$,管线长 $L=1\ 220\text{ m}$,管径 $D=0.61\text{ m}$,水锤波速 $a=1\ 220\text{ m/s}$,沿程阻力系数 $f=0.02$,空气阀安装高程 $Z=10.37\text{ m}$,下游水库水位 $Z_0=9.76\text{ m}$,计算时空气阀进排气流量系数分别为 $C_{in}=0.975$ 、 $C_{out}=0.65$,管线布置如图 4 所示。分别对不安装空气阀、安装单阀孔空气阀、安装双阀孔空气阀进行瞬变数值模拟计算。

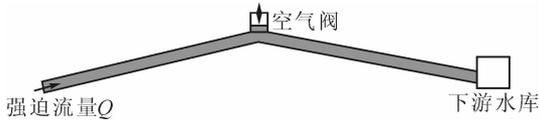


图 4 管线布置示意图
Fig. 4 Diagram of the layout of pipeline

2.1 不安装空气阀的数值模拟结果

图 5 为管线中点最高处不安装空气阀,模拟计算得到的瞬变压力线。在不安装空气阀的情况下,由于最高点处出现负压后不能进行补气,管线中点最高点处出现的最大瞬变水头和最小瞬变水头分别为 14.28 m 和 -13.43 m,出现水柱分离(汽化)。

2.2 安装单阀孔空气阀的数值模拟结果

在管线中点最高处安装单孔空气阀,对孔径分别为 20 mm、40 mm 和 60 mm 的情况进行数值模拟计算,计算结果如图 6 所示。

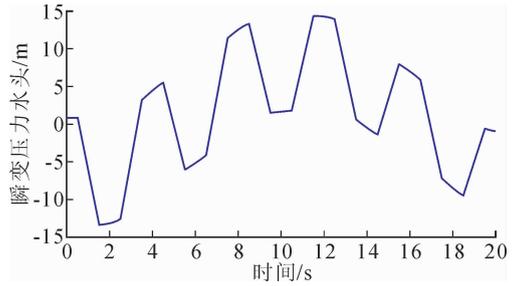


图 5 不安装空气阀的瞬变压力线
Fig. 5 The transient pressure line without air valve

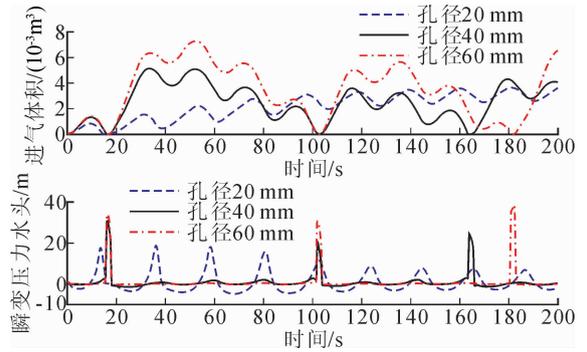


图 6 安装单阀孔空气阀进气体积曲线和瞬变压力线
Fig. 6 Air inflow volume curve and the transient pressure line with single orifice air valve

由图 6 可以看出,空气阀孔径越大,进气量越大,最小瞬变负压越小,减小负压的效果越明显;但是进入管内的空气以较大孔径排出时,会引起较大的水柱分离再弥合瞬变^[21]正压。相反,空气阀孔径越小,进气量越小,最小瞬变负压越大,减小负压效果一般;但是进入管内的空气以较小孔径排出时,引起的水柱分离再弥合瞬变正压较小。进排气累积量和瞬变压力与不同空气阀孔径关系如表 1 所示。

表 1 进气体积和瞬变压力与空气阀孔径关系

Tab. 1 Air inflow volume and the transient pressure with the size of air valve

空气阀孔径/mm	20	30	40	50	60
进气体积/ m^3	0.003 7	0.004 4	0.005 1	0.006 6	0.007 3
最大瞬变正压水头/m	19.07	25.40	30.71	37.64	38.87
最大瞬变负压水头/m	-4.75	-2.39	-1.50	-0.85	-0.43

2.3 安装双阀孔空气阀的数值模拟结果

双阀孔空气阀在单阀孔空气阀基础上设置节流装置。当系统需要进气时,双阀孔空气阀通过大孔快速进气,当系统排气时,通过节流装置调节排气速度,可以通过单个空气阀来实现快进气、慢排气的目的。在管线中点最高处安装双阀孔(大阀孔进气、小阀孔排气)空气阀,对大阀孔孔径为 60 mm,小阀孔孔径分别为 12 mm、18 mm 和 24 mm 的情况进行数值模拟计算,计算结果如图 7 所示。

由图 7 可以看出,在大孔孔径一定的情况下,小孔孔径大小对最大进排气累积量和最大瞬变正压影响显著。最高点处最大瞬变负压可以被控制在较小范围内,但是最高点处最大瞬变正压随着小阀孔孔径的变大而增大,小阀孔孔径为 12 mm(大阀孔孔径的 0.2 倍)时,最大瞬变正压水头为 8.30 m,随着小阀孔孔径的增大,最大瞬变正压水头越大。进排气累积量和瞬变压力与不同小阀孔孔径关系如表 2 所示。

表2 进气体积和瞬变压力与小阀孔孔径关系
Tab. 2 Air inflow volume and the transient pressure with the size of small orifice

小阀孔孔径/mm	12	15	18	21	24
进气体积/ m^3	0.004 6	0.004 7	0.005 7	0.006 0	0.006 2
最大瞬变正压水头/m	8.30	18.80	27.11	28.6	29.79
最大瞬变负压水头/m	-0.23	-0.32	-0.38	-0.39	-0.40

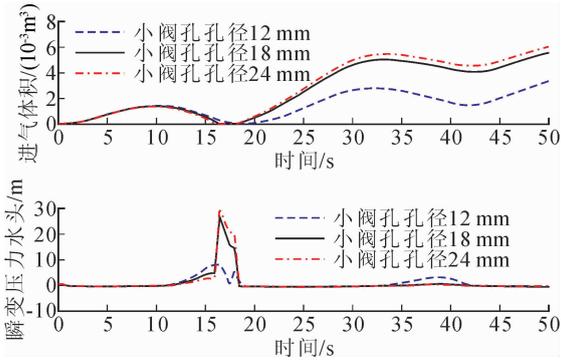


图7 安装双阀孔空气阀进气体积曲线和瞬变压力线
Fig. 7 Air inflow volume curve and the transient pressure line with dual-orifice air valve

3 结 论

在地形起伏较大的长距离管道中,空气阀对水锤防护能起到显著作用,设计者力求让空气阀同时达到减小瞬变负压和防止瞬变正压过高的目的。本文通过算例对不安装空气阀、安装单阀孔空气阀和安装双阀孔空气阀三种情况进行了瞬变数值模拟计算,通过计算得出以下结论:

1) 在不安装空气阀的情况下,管道最高点出现瞬变负压时,由于管道内不能得到补气,管道内最大瞬变负压水头为 -13.43 m (纯数学计算),出现水柱分离(发生汽化)。当水柱分离再弥合时,出现最大瞬变正压水头为 14.28 m 。

2) 在安装单阀孔空气阀的情况下,管道最高点出现瞬变负压,由于管道内能够通过空气阀进行补气,并随着空气阀孔径的增大,管道内最大瞬变负压的减小效果越明显。此时,最大瞬变负压的减小是由于空气进入管道,同时也使水柱分离,当进入的空气通过空气阀排出管道,水柱分离再弥合时,会出现最大瞬变正压。随着空气阀孔径的增大,水柱分离再弥合最大瞬变正压越大。当空气阀孔径选为 60 mm 时,管道最高点出最大瞬变负压水头为 -0.43 m ,但是最大瞬变正压水头达到了 38.87 m 。由此可见,单阀孔空气阀不能同时达到减小瞬变负压和防止瞬变正压过高的目的。

3) 在安装双阀孔空气阀的情况下,管道最高点

出现瞬变负压,由于管道内通过空气阀大孔进行补气,可以将最大瞬变负压减小到合理范围内。当进入的空气通过空气阀小阀孔排出管道,水柱分离再弥合时,会出现较大瞬变正压。随着空气阀小阀孔孔径的减小,水柱分离再弥合最大瞬变正压越小。本文算例中当空气阀大、小阀孔孔径分别选为 60 mm 和 12 mm (即小阀孔孔径是大阀孔孔径 0.2 倍)时,管道最高点出最大瞬变负压水头为 -0.23 m ,最大瞬变正压水头为 8.30 m 。显然,使用大、小阀孔孔径合适的双阀孔空气阀可以同时达到减小瞬变负压和防止瞬变正压过高的目的,而且效果显著。

参考文献:

- [1] AWWA. Manual of water supply practices—M51: air release, air/vacuum, and combination air valves [M]. Denver: AWWA, 2001.
- [2] 刘竹青, 毕慧丽, 王福军. 空气阀在有压输水管路中的水锤防护作用 [J]. 排灌机械, 2011, 29(4): 333-337. Liu Zhuqing, Bi Huili, Wang Fujun. Effect of air valve on water hammer protection in pressure pipelines [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2011, 29(4): 333-337.
- [3] Wang Rong, Zhu Manlin, Zhang Yanhe, et al. Model of water hammer suppression of pressurized water transmission pipeline by the air valve set [C]// Xian-ning, CECNet, 2011: 2301-2303.
- [4] 李晓, 朱满林, 张言禾, 等. 某煤矸石电厂供水工程水锤防护研究 [J]. 水资源与水工程学报, 2011, 22(1): 151-153. Li Xiao, Zhu Manlin, Zhang Yanhe, et al. Control and protection of water hammer for water supply project in coal-gangue-fired power plant [J]. Journal of Water Resources and Water Engineering, 2011, 22(1): 151-153.
- [5] 朱满林. 泵供水系统水锤防护及节能研究 [D]. 西安: 西安理工大学, 2007. Zhu Manlin. Research on water hammer prevention and energy saving of pumping water supply system [D]. Xi'an: Xi'an University of Technology, 2007.
- [6] 吕岁菊, 冯民权, 李春光. 泵输水管线水锤数值模拟及其防护研究 [J]. 西北农林科技大学学报: 自然科学版, 2014, 42(9): 219-226.

- Lü Suiju, Feng Minquan, Li Chunguang. Numerical simulation and protection of water hammer in pumping water supply system [J]. Journal of Northwest A & F University (Natural Science Edition), 2014, 42(9): 219-226.
- [7] 赵秀红, 朱满林, 张言禾, 等. 空气阀排气性能分析 [J]. 水力发电, 2008, 34(2): 49-50.
Zhao Xiuhong, Zhu Manlin, Zhang Yanhe, et al. Exhaust performance analysis of air valve [J]. Water Power, 2008, 34(2): 49-50.
- [8] 柯懿, 胡云进, 万五一. 缓闭式空气阀水锤防护效果研究 [J]. 四川大学学报: 工程科学版, 2011, 43(S1): 257-260.
Ke Xie, Hu Yunjin, Wan Wuyi. Study on the protection efficiency of water hammer by non-slam air valve [J]. Journal of Sichuan University (Engineering Science Edition), 2011, 43(S1): 257-260.
- [9] Anton B, Arno K, Francisco A. Dynamic behaviour of air valves in a large-scale pipeline apparatus [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012, 58(4): 225-237.
- [10] 刘梅清, 孙兰凤, 周龙才, 等. 长管道泵系统中空气阀的水锤防护特性模拟 [J]. 武汉大学学报: 工学版, 2004, 37(5): 23-27.
Liu Meiqing, Sun Lanfeng, Zhou Longcai, et al. Research on characteristics of protection against water hammer of air valve in long water supply systems [J]. Engineering Journal of Wuhan University, 2004, 37(5): 23-27.
- [11] 胡建永, 张健, 索丽生. 长距离输水工程中空气阀的进排气特性研究 [J]. 水利学报, 2007(S1): 340-345.
Hu Jianyong, Zhang Jian, Suo Lisheng. Study on air admission and exhaust characteristics of air valve in long water supply system [J]. Journal of Hydraulic Engineering, 2007(S1): 340-345.
- [12] 杨晓东, 朱满林, 李郁侠. 装有进排气阀的长距离压力输水系统水锤计算研究 [J]. 水利学报, 1998(S1): 60-64.
Yang Xiaodong, Zhu Manlin, Li Yuxia. Study on water hammer of long pressure pipeline with air inlet and vent valve [J]. Journal of Hydraulic Engineering, 1998(S1): 60-64.
- [13] 杨开林, 石维新. 南水北调北京段输水系统水力瞬变的控制 [J]. 水利学报, 2005, 36(10): 1176-1182.
Yang Kailin, Shi Weixin. Control of hydraulic transients in Beijing section of the middle route of South-to-North water transfer project [J]. Journal of Hydraulic Engineering, 2005, 36(10): 1176-1182.
- [14] 刘志勇, 刘梅清. 空气阀水锤防护特性的主要影响参数分析及优化 [J]. 农业机械学报, 2009, 40(6): 85-89.
Liu Zhiyong, Liu Meiqing. Analysis and optimization of main influencing parameters for water hammer prevention characteristic of air valves [J]. Journal of Agricultural Machinery, 2009, 40(6): 85-89.
- [15] Giuseppe D M, Nicola F, Maurizio G. Transient flow caused by air expulsion through an orifice [J]. Journal of Hydraulic Engineering, 2008, 134(9): 1395-1399.
- [16] Srinivasa L, Don J W, Naftali Z. Pressure surges in pipeline systems resulting from air releases [J]. Journal AWWA, 2004, 96(7): 88-94.
- [17] Zhou F, Hicks F E, Steffler P M. Transient Flow in a rapidly filling horizontal pipe containing trapped air [J]. Journal of Hydraulic Engineering, 2002, 128(6): 625-634.
- [18] Zhou F, Hicks F E, Steffler P M. Observations of air-water interaction in a rapidly filling horizontal pipe [J]. Journal of Hydraulic Engineering, 2002, 128(6): 635-639.
- [19] Zhou F, Hicks F E, Steffler P M. Analysis effect of air pocket on hydraulic failure of urban drainage infrastructure [J]. Canadian Journal of Civil Engineering, 2004, 31(1): 86-94.
- [20] Wylie E B, Streeter V L, Suo Lisheng. Fluid transients in systems [M]. Englewood Cliffs, NJ: Prentice Hall, 1993.
- [21] 金锥, 姜乃昌, 汪兴华, 等. 停泵水锤及其防护 [M]. 第2版. 北京: 中国建筑工业出版社, 2004.

(责任编辑 李斌)