

DOI: 10.20040/j.cnki.1000-7709.2023.20212840

基于防水锤空气阀动态进排气系数数值模拟研究

原明泽, 吴建华, 郭霄宵, 刘金昊, 耿子健

(太原理工大学水利科学与工程学院, 山西 太原 030024)

摘要: 在长距离输水管道水力过渡计算中, 空气阀进排气系数多采用常量, 为探究防水锤空气阀进排气系数对管道压力变化的影响, 通过 Fluent 软件对 DN100 防水锤空气阀模拟得到 $-9 \sim 11$ kPa 的质量流量, 并建立不同压差的动态进排气系数曲线, 以西山一级提水泵站为例, 对空气阀进排气系数分别采用动态值和固定值 (均值 0.55) 进行过渡过程计算并对比分析。数值模拟结果表明, 空气阀采用改进后的动态进排气系数对管道负压影响较小, 对正压影响较大, 且改进后的动态进排气系数有效降低了管道内的压力波动, 在泵站实际运行中需关注管路正压变化并注意加强防护, 水锤防护计算时应根据空气阀进排气实测资料进行计算, 研究结果可为泵站运行中空气阀的水力过渡计算提供一些参考。

关键词: 防水锤空气阀; 节流塞; 动态进排气系数; 水力计算模型

中图分类号: TV674

文献标志码: A

文章编号: 1000-7709(2023)01-0194-04

1 引言

在长距离输水管路运行中, 常会发生因空气阀选型不当造成管道爆管或压瘪等事故, 空气阀的水力计算模型大多沿用 Wylie 和 Streeter 模型 (W-S 模型), 这种模型只适用于一般空气阀且进排气系数采用固定值, 实际上, 空气阀的进排气系数是随管内压力变化而不断改变, 在进行管路水力过渡过程计算中, 继续使用原有的固定进排气系数计算会使空气阀的进排气性能与实际性能产生一定差距。因此, 原有的进排气系数已不能适应现有的防水锤空气阀。目前, 关于空气阀进排气系数与防护水锤的研究也较多, 如高洁等^[1]分析了不同固定进排气系数与空气阀的进排气性能, 发现当空气阀进气系数 $C_{in} = 0.975$ 时, 空气阀要达到规范值以上的进气量; 郭伟奇等^[2]分析发现空气阀排气性能影响最大的关键因素是空气阀排气系数 C_{out} 及空气阀进气系数 C_{in} 的动态特性; 褚志超等^[3]认为空气阀进气流量系数越大, 更有利于消除管路正压和负压, 排气流量系数适当偏小时, 对水锤防护效果较好; 沈金娟^[4]将空气阀排气系数采用固定值和动态值对管道内压力进行

对比分析, 发现两者差距较大。目前多采用固定进排气系数进行研究, 不符合防水锤空气阀实际运行过程。为此, 本文通过建立不同压差下的动态进排气系数特性曲线, 探究了动态进排气系数与采用固定值对管道内水锤变化的影响, 为防水锤空气阀的水力过渡计算提供一些思路。

2 数学模型

为将喷管的气流特性计算模型引入空气阀进排气流量的计算, Wylie 和 Streeter^[5]作出以下假设: ①空气为理想气体, 即忽略摩擦力, 进排气过程为定熵流动; ②管路内的空气在短时间内与水达成热平衡, 即管路内空气与水等温; ③管路内的空气全部聚集在空气阀内及其附近; ④水的表面高程基本保持不变。

按照管路内的空气压力和大气压力比值的大小, 可将空气阀的质量流量计算模型分为以下 4 种情况: ①空气以临界流速流入空气阀 ($p/p_0 \leq 0.5283$):

$$\dot{m} = C_{in} A_{in} \sqrt{2p_0 \rho_0 \left(\frac{k}{k+1}\right) \left[\left(\frac{p}{p_0}\right)^{2/k} - \left(\frac{p}{p_0}\right)^{(k+1)/k} \right]} \quad (1)$$

收稿日期: 2021-12-26, **修回日期:** 2022-04-22

基金项目: 山西省基础研究计划(自然科学研究面上项目)(20210302123169)

作者简介: 原明泽(1997-), 男, 硕士研究生, 研究方向为供水工程理论与技术, E-mail: 1839341219@qq.com

通讯作者: 吴建华(1963-), 男, 博士、教授, 研究方向为供水工程理论与技术, E-mail: 529053462@qq.com

式中, \dot{m} 为空气阀的质量流量, kg/h; C_{in} 为空气阀进气系数; A_{in} 为空气阀进气面积, m^2 ; p_0 为绝对大气压; ρ_0 为大气密度, kg/m^3 ; k 为气体的比热比, 即 $k=1.4$; p 为管道内压力。②空气以亚音速流入空气阀 ($0.5283 < p/p_0 < 1$):

$$\dot{m} = C_{in} A_{in} \sqrt{k p_0 \rho_0 \left(\frac{2}{k+1} \right)^{(k+1)/(k-1)}} \quad (2)$$

③空气以临界流速流出空气阀 ($1 < p/p_0 < 1.894$):

$$\dot{m} = -C_{out} A_{out} \sqrt{2 p \rho \left(\frac{k}{k-1} \right) \left[\left(\frac{p_0}{p} \right)^{2/k} - \left(\frac{p_0}{p} \right)^{(k+1)/k} \right]} \quad (3)$$

式中, C_{out} 为空气阀排气系数; A_{out} 为空气阀进气面积, m^2 ; ρ 为管内气体密度, kg/m^3 。④空气以亚音速流出空气阀 ($p/p_0 \geq 1.894$):

$$\dot{m} = -C_{out} A_{out} \sqrt{k p_0 \rho_0 \left(\frac{2}{k+1} \right)^{(k+1)/(k-1)}} \quad (4)$$

在防水锤空气阀实际运行过程中, C_{in} 、 C_{out} 均随管道内压力变化而改变, 因此两者均为随压力变化的变量, 而非定值, 基于此提出了动态进排气系数 $C_{in(p)}$ 、 $C_{out(p)}$ 。

3 数值模拟研究及进排气系数建立

3.1 防水锤空气阀边界条件设置及参数设定

以 DN100 防水锤空气阀为例, 模型建立及网格参数见图 1, 网格尺寸采用 0.05 mm, 网格数量为 469 704 个, 采用的网格类型为多面体网格, 节流塞口径为 4 cm, 节流塞起跳压差根据节流塞重量确定 5 kPa, 根据防水锤空气阀工作原理, 对于空气阀的排气工况, 按照缓冲阀瓣是否动作分别定义为“小孔排气”、“节流排气”; 空气阀吸气工况定义“吸气”。采用 Fluent 软件对空气阀进气和排气过程进行数值模拟分析。空气阀流体域介质设为理想气体, 采用标准的湍流模型 κ - ϵ 模型, 采用压力速度分离求解器, 压力速度耦合方程采用 SIMPLE 算法。

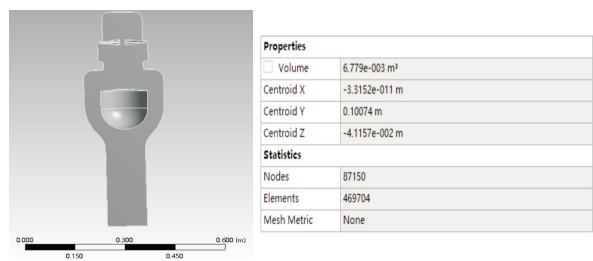


图 1 空气阀模型建立及网格参数

Fig. 1 Establishment of air valve model and grid parameters

空气阀边界参数设置, 按照“大孔排气”、“节流排气”、“吸气”3 种工况分别设置。空气阀排气时管道处压力大于大气压, 将排气工况工作参考压力设为 101 325 Pa。吸气时空气阀管道处压力低于大气压, 将吸气工况工作参考压力设为 0。对 3 组工况模型分别模拟计算, 收敛后求取空气阀在排气和进气过程中质量流量大小; 分析空气阀排气时节流塞所受气流升力, 当节流塞所受气流升力等于其重力时, 节流塞开始动作上升至节流端面, 空气阀“大孔排气”改为“节流排气”, 定义该排气压差空气阀过渡压力。

3.2 防水锤空气阀数值模拟研究

在长距离输水管道的水锤计算过程中, 空气阀进排气系数多采用定值。表 1 为不同压差下的进排气流量及进排气系数。由表 1 可知, 泵站运行过程中, 空气阀内的进排气系数并非不变, 而是随管内外压差变化而改变。图 2 为压差与质量流

表 1 不同压差下的进排气流量及进排气系数

Tab. 1 Inlet exhaust flow and inlet exhaust coefficient under different differential pressure

压差 /kPa	管内压 差/ Pa	模拟质量流量 /($m^3 \cdot h^{-1}$)	理论质量流量 /($m^3 \cdot h^{-1}$)	进排气 系数
1	98 325	470.86	1 125.08	0.42
2	99 525	630.48	1 575.15	0.40
3	99 825	771.48	1 910.00	0.40
4	100 125	885.73	2 183.76	0.41
5	100 325	1 031.07	2 417.70	0.43
6	100 525	587.14	2 622.86	0.22
7	100 825	627.48	2 805.87	0.22
8	101 025	667.86	2 971.11	0.22
9	101 225	709.63	3 121.67	0.23
10	101 425	743.51	3 259.82	0.23
11	101 625	926.54	3 387.30	0.27
-1	101 825	391.89	1 146.27	0.34
-2	102 025	552.15	1 612.38	0.34
-3	102 225	662.57	1 964.06	0.34
-4	102 425	756.95	2 255.49	0.34
-5	102 625	866.3	2 507.76	0.35
-6	102 825	962.73	2 731.73	0.35
-7	103 025	1 017.85	2 933.91	0.35
-8	103 225	1 118.71	3 118.52	0.36
-9	103 325	1 146.14	3 288.54	0.35

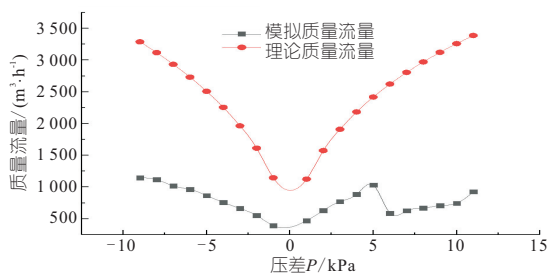


图 2 压差与质量流量关系图

Fig. 2 Relationship between differential pressure and mass flow

量关系图。由图 2 可知：①由于防水锤空气阀节流塞的存在，CFD 模拟的质量流量与通过 W-S 计算的理论质量流量相差较大。②模拟的质量流量与理论质量流量随着压差的增大在 5 kPa 以前趋势一致，在 5 kPa 以后由于防水锤空气阀节流塞上升，数值模拟显示质量流量先下降再缓慢上升，与防水锤空气阀实际运行过程一致。

3.3 防水锤空气阀动态进排气系数的建立及函数拟合

根据防水锤空气阀进排气数学模型，进排气系数 C_{in} 、 C_{out} 为阀体实际排气量与理论排气量的比值 C ，计算公式为：

$$C = \dot{m}_0 / \dot{m} = Q / Q_0 \quad (5)$$

式中， \dot{m} 为空气阀的质量流量，kg/h； \dot{m}_0 为通过阀体的理论的质量流量，kg/h； Q 为通过阀体的实际体积流量 m^3/h ； Q_0 为通过阀体的理论体积流量， m^3/h 。

通过表 1 数据拟合不同压力下的动态进排气系数相关函数，对 W-S 模型进行改进，图 3 为 DN100 防水锤空气阀排气阶段排气系数与管内

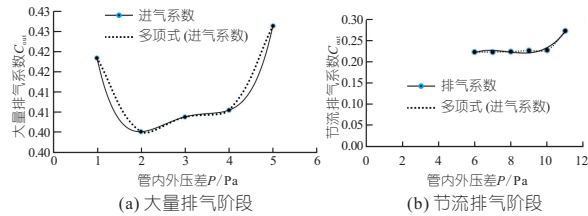


图 3 大量排气阶段、节流排气阶段排气系数与管内外压差关系图

Fig. 3 Relationship between exhaust coefficient and pressure difference inside and outside the pipe in mass exhaust stage and throttling exhaust stage

外压差关系图。由图 3 可看出，在大量排气阶段，该阀排气系数先降低后缓慢增大；在节流排气阶段，排气系数整体呈递增趋势，且拟合函数与排气量折线图趋势相同，数值吻合程度较高。

当 $p_0 < p < p_r$ 时，拟合函数为：

$$C_{out(p)} = 0.0019x^4 - 0.0227x^3 + 0.1005x^2 - 0.1887x + 0.5275 \quad (6)$$

当 $p_r < p < 1.894p_0$ 时，拟合函数为：

$$C_{out(p)} = 0.0019x^3 - 0.0448x^2 + 0.3446x - 0.6449 \quad (7)$$

图 4 为 DN100 防水锤空气阀负压吸气阶段进气系数与管内外压差关系图，利用数据进行函数拟合。由图 4 可看出，在负压吸气阶段，随着内外压差的增大，进气系数呈现整体向下波动。选择的拟合函数与进气量折线图走向相同，数值吻合程度较高。

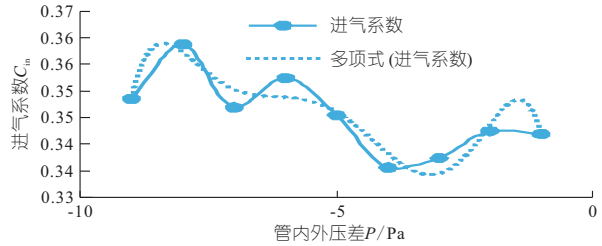


图 4 吸气阶段进气系数与管内外压差关系图

Fig. 4 Relationship between intake coefficient and pressure difference inside and outside the pipe in suction stage

空气以亚音速流进 ($0.528p_0 < p < p_0$) 时，拟合函数为：

$$C_{in(p)} = -3 \times 10^{-5}x^6 - 0.0009x^5 - 0.0109x^4 - 0.0643x^3 - 0.1918x^2 - 0.2647x + 0.2145 \quad (8)$$

4 算例分析

4.1 工程概况

通过对西山一级泵站有压输水系统发生的停泵水锤现象，模拟分析水力过渡过程计算及空气阀进排气系数。图 5 为泵站示意图。该泵站管线全长 760 m，输水管采用直接 DN400 的钢制输水管，采用三台型号为 DP280-43·9 型离心泵并联供水，离心泵额定流量 $Q = 0.078 m^3/s$ ，设计扬程 $H = 387 m$ ，额定转矩 $M = 168.7 kg \cdot m$ ，额定转速 $N = 1480 r/min$ ，机组转动惯量 $G_D = 14.9 kg \cdot m^2$ ，进水池水位为 988 m，出水池水位为 1328.15 m。

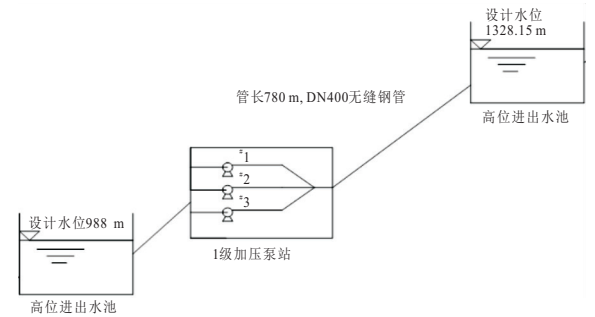


图 5 泵站示意图

Fig. 5 Schematic diagram of pump station

4.2 无阀加液控蝶阀的数值模拟

对西山泵站一级提水站进行数值模拟分析，见图 6。由图 6 可知，最大正压为 366 m，为额定压力的 0.94 倍，满足规范^[7]要求。最大负压出现在桩号 0+20（距离 660 m 处），最大负压为 -7.79 m，不符合泵站设计规范^[7]要求，其主要原因在于该点地形起伏变化较大，需加装空气

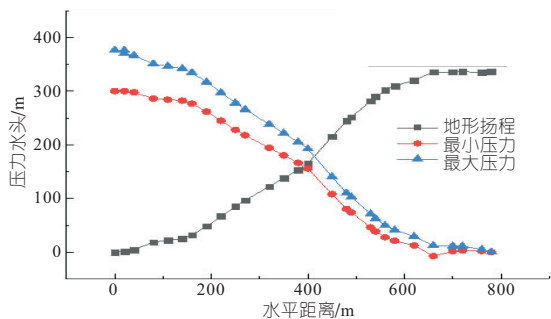


图 6 管道压力沿线包络线图

Fig. 6 On envelope along pipeline pressure

阀并以此点研究空气阀进排气系数特性。

4.3 进排气系数研究

针对西山泵站一级站在桩号为 0+20 的负压处安装空气阀研究进排气系数特性,空气阀进排气系数采用均值(0.55)与采用图 3、4 中的动态进排气系数曲线进行排列组合,分析该点处管道内部压力的变化影响,结果见表 2。由表 2 可看出,管道安装空气阀后,空气阀进排气系数采用动态值和固定值,管道负压均明显降低,由原来的 -7.79 m 降低到了 -0.1 m,压力控制在合理范围内。管道内正压相较无空气阀后显著升高。采用动态排气系数最大压力降幅 2.31 m,采用动态进气系数最大压力上升了 3.7 m,变幅较大。说明进排气系数采用动态值相较于采用固定值计算结果相差较大,因此在实际水锤计算中,空气阀进排气系数应采用动态值。

表 2 空气阀流量系数与管道压力水头

Tab. 2 Flow coefficient and pressure head of air valve

项目	无空气阀	空气阀进排气系数均为 0.55	空气阀进气系数 0.55, 动排气系数(图 3)	空气阀排气系数 0.55, 动进气系数(图 4)
最大压力 p/m	6.18	11.30	8.99	15.00
最小压力 p/m	-7.79	-0.10	-0.10	-0.10

图 7 为动态排气、进气系数压力变化图。由图 7(a)可知,在前 3 s 时,由于停泵阶段,压力均开始降低,采用固定进排气系数在 55 s 后出现三个较大的压力波动且越来越高并逐渐趋于稳定,最大压力达到 11.3 m,而采用动态排气系数时压

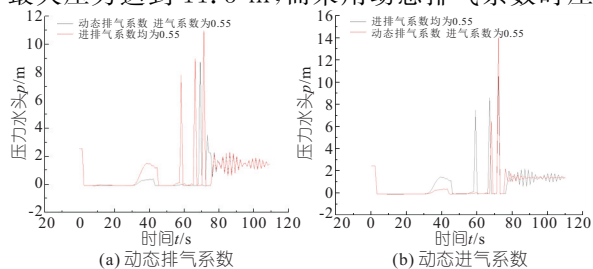


图 7 动态排气、进气系数压力变化图

Fig. 7 Pressure variation diagram of dynamic exhaust and intake coefficient

力波动发生在 70 s 左右,且相较采用固定值仅出现两个较大的压力波动并逐渐趋于稳定,最大压力为 8.99 m。其原因在于采用动态排气系数时,在压力达到 5 kPa 后,空气阀节流塞起跳,限制了空气阀的排气速度,推迟了管道内的压力波动,阀内出现气囊,使压力波动降低。由图 7(b)可知,采用动态进气系数后相较于与固定值前期均由于停泵造成压力迅速降低,但较大的压力峰值仅出现两次之后趋于稳定且最大压力为 15 m,其原因可能在于动态进气系数低于固定值造成补气速率较低,管道内压力波动产生的压力较大。

5 结论

a. 以 DN100 防水锤空气阀为例,泵站实际运行过程中空气阀进排气系数随管路压力不断发生变化,针对现有的空气阀数学模型(S-W 模型),通过 fluent 分析建立拟合的动态进排气系数进行改进,并对桩号 0+20 处空气阀进行数值模拟。结果表明,动态进排气系数相较于固定值对长距离输水管道中负压的影响较小,对正压及产生的水力波动的变化影响较大。

b. 通过工程实例对阀处进排气流量系数值采用动态值与固定值对比分析,发现进排气系数对水锤防护效果有较大的影响,因此建议在水力过渡过程计算中,应采用空气阀实测资料,取不同压力下的进排气系数计算以便使结果更加准确。

参考文献:

- [1] 高洁,刘亚明,杨德明.长距离供水系统中空气阀的进排气特性参数研究[J].水电能源科学,2017,35(8):172-174.
- [2] 郭伟奇,吴建华,李娜,等.空气阀数学模型及排气性能研究[J].人民长江,2019,50(3):211-215.
- [3] 褚志超,吴建华,郭伟奇,等.空气阀进排气流量系数对停泵水锤的敏感性研究[J].水电能源科学,2019,37(5):152-155.
- [4] 沈金娟.长距离输水管道进排气阀的合理选型及防护效果研究[D].太原:太原理工大学,2013.
- [5] LEE T S, LEOW L C. Numerical study on the effects of air valve characteristics on pressure surges during pump trip in pumping systems with air entrainment[J]. International journal for numerical methods in fluids,1999,29(6):645-655.
- [6] 刘金昊,吴建华.西山供水工程事故停泵水力过渡过程计算及水锤防护[J].水电能源科学,2021,39(7):113-116.
- [7] 中华人民共和国水利部.泵站设计规范:GBT50265-2010[S].北京:中国计划出版社,2011.

的占比数量非常少。可看出前 8 阶的频率均在水流脉动压力实测频率 0~20 Hz 之间,但水流脉动压力的高能区在 0~2.5 Hz^[12],只有前 3 阶频率在其范围内,考虑到闸门自身质量较大,振动变形量微小,所以激发有害振动的可能性很小。

4 结论

通过有限元分析方法分析了葛洲坝在役水工弧形闸门静强度与模态,得出静水压力的理论计算值与闸门总水压力设计值偏差很小,且在偏差允许范围内,闸门强度和刚度均满足要求,闸门整体振动微小,激发有害共振的可能性很小。

参考文献:

- [1] 杨雨奇. 水利部:我国共有水库 9.8 万多座,将投资近千亿除险加固[EB/OL]//https://static.cdsb.com/micropub/Articles/202011/eee369cbbcbafe9aa95de32e6871594d.html,2022-01-20.
- [2] 朱方,段克让,曹以南. 漫湾弧形闸门三维有限元应力分析[J]. 水力发电学报,1993(4):22-32.

- [3] 张雪才,陈丽晔,王正中. 水工弧形闸门结构的 AP-DL 建模方法[J]. 图学学报,2021,42(2):271-278.
- [4] 中华人民共和国水利部. 水利水电工程钢闸门设计规范:SL 74-2019[S]. 北京:中国水利水电出版社,2019.
- [5] 李文娟. 弧形钢闸门三维有限元分析[D]. 南宁:广西大学,2002.
- [6] 奚肖亚,刘海祥,叶小强,等. 划子口河闸弧形钢闸门三维有限元分析与安全评估[J]. 水利水运工程学报,2012(5):36-41.
- [7] 王学亮,杜蔚琼,李东明,等. 弧形钢闸门有限元分析及结构优化[J]. 水利规划与设计,2020(7):70-74.
- [8] 中华人民共和国电力工业部. 水利水电工程钢闸门设计规范:DL/T 5039-95[M]. 北京:中国水利水电出版社,2013.
- [9] 章继光. 我国闸门振动研究情况综述[J]. 水力发电,1985(1):36-42.
- [10] 危文广. 在役弧形钢闸门安全性态综合评估分析研究[D]. 南昌:南昌大学,2019.
- [11] 《水电站机电设计手册》编写组编. 水电站机电设计手册:金属结构(一)[M]. 北京:水利电力出版社,1988.
- [12] 焦修明. 弧形闸门动力特性及流激振动研究[D]. 武汉:武汉大学,2005.

Structural Strength and Modal Analysis of Large Hydraulic Radial Gates in Service

HU Yao-ying¹, CHEN Bao-jia^{1,2}, CHEN Fa-fa^{1,2}, XIAO Wen-rong¹, XIAO Neng-qi¹, LIU Qiang¹

(1. Hubei Key Laboratory of Construction and Hydropower Engineering, China Three Gorges University, Yichang 443002, China; 2. The State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400030, China)

Abstract: To ensure the safe and stable operation of large radial gate in service, taking the hydraulic radial gate of Gezhouba Project as an example, the finite element analysis software was used to analyze the static strength and modal to obtain the maximum stress concentration point and deformation of the gate under the design head condition. The vibration intensity of the gate was judged according to the natural frequency, vibration model and maximum deformation displacement. The results show that the deviation between the total design water pressure of the gate and the theoretical calculation is 4.7%, which is located in the 5% error control range. The overall maximum stress of the radial gate is 373.86 MPa and the deformation is 12.938 mm, meeting the design requirements of the specification. The bottom of the panel exists local stress concentration, the overall vibration deformation of the gate is less than 0.508 mm, and the vibration intensity is small. Only low-order frequencies appear in the high-energy region of the pulsating pressure of the water flow, and the possibility of resonance is small.

Key words: radial gate; static analysis; modal analysis; vibration strength

(上接第 197 页)

Numerical Simulation of Dynamic Air Inlet and Exhaust Coefficient of Air Valve Based on Waterproof Hammer

YUAN Ming-ze, WU Jian-hua, GUO Xiao-xiao, LIU Jin-hao, GENG Zi-jian

(College of Water Resources Science and Engineering, Taiyuan University of Technology, Taiyuan 030024, China)

Abstract: In the hydraulic transition calculation of long-distance water transmission pipeline, the intake and exhaust coefficient of air valve is mostly constant. In order to explore the influence of the intake and exhaust coefficient of water hammer air valve on the change of pipeline pressure, the DN100 water hammer air valve was simulated by FLUENT software to obtain the mass flow at -9 kPa -11 kPa, and the dynamic intake and exhaust coefficient curves with different pressure differences were established. Taking Xishan primary water lift pump station as an example, dynamic value and fixed value were adopted for air valve inlet and exhaust coefficient respectively (mean value 0.55) to calculate and compare the transition process. The numerical simulation results show that the improved dynamic inlet and exhaust coefficient of the air valve has little impact on the negative pressure of the pipeline and great impact on the positive pressure. The improved dynamic inlet and exhaust coefficient effectively reduces the pressure fluctuation in the pipeline. In the actual operation of the pump station, it is necessary to pay attention to the positive pressure change of the pipeline, and strengthen protection. The calculation of water hammer prevention should be based on the measured data of air valve inlet and exhaust. The research results can provide some references for the hydraulic transition calculation of air valve in the operation of pump station.

Key words: water hammer air valve; throttle plug; dynamic intake and exhaust coefficient; hydraulic calculation model