

基于动态气囊边界改进的空气阀模型

赵 莉¹, 杨晓春², 颜建国³, 申虎贲¹

(1. 西安航空学院能源与建筑学院; 2. 安徽省水利水电勘测设计研究总院股份有限公司;
3. 西安理工大学西北旱区生态水利国家重点实验室)

摘要:针对传统空气阀模型通常将气囊固定在空气阀节点处,忽略进排气过程中气囊体积变化引起的边界移动,进而导致邻近节点压力计算偏差的问题,提出了一种改进的空气阀模型——蔓延空气阀模型。该模型根据气囊体积变化实时更新气囊边界位置,使水气交界面的运动更符合真实物理过程,并通过耦合气体状态方程与流体控制方程,实现气囊压力、体积与质量的动态同步求解。某压力输水管道工程实例验证结果表明,蔓延空气阀模型能够有效模拟管道水力过渡过程,合理预测水柱分离及水锤压力变化,显著提升了管道系统水锤防护设计的准确性与可靠性。

关键词:空气阀模型;气囊边界;水柱分离;水力过渡过程

An improved air valve model based on dynamic air-pocket boundaries//Zhao Li¹, Yang Xiaochun², Yan Jianguo³, Shen Huben¹(1. School of Energy and Architecture, Xi'an Aeronautical University; 2. Anhui Survey & Design Institute of Water Resources & Hydropower Co., Ltd.; 3. State Key Laboratory of Eco-hydraulics in Northwest Arid Region of China, Xi'an University of Technology)

Abstract: Conventional air valve models usually fix the air pocket at the air valve node and neglect boundary movement caused by pocket volume variation during air intake and discharge, which may lead to pressure calculation errors at adjacent nodes. To overcome this limitation, an improved air valve model, namely the spreading air valve model, is proposed. This model updates the air-pocket boundary position in real time according to the variation in air-pocket volume, so that the motion of the water-air interface is more consistent with the actual physical process. By coupling the gas state equation with the fluid governing equations, the dynamic and simultaneous solution of air-pocket pressure, volume and mass is realized. Validation results from a pressurized water pipeline project show that the spreading air valve model can effectively simulate the hydraulic transient process, reasonably predict water column separation and water hammer pressure variation, and significantly improve the accuracy and reliability of water hammer protection design for pipeline systems.

Key words: air valve model; air pocket boundary; water column separation; hydraulic transient process

空气阀是长距离有压输水工程中不可或缺的水锤防护装置,主要用于管道排气和负压控制^[1]。在管道系统运行过程中,管道充水、事故检修、阀门启闭(包括正常操作与异常突发情形)以及水泵启停等工况均可能引发管道内气体积聚或瞬时负压^[2-7]。合理布置并设置空气阀,可在系统运行过程中及时排出气体,并在发生负压时迅速向管道补气,有效抑制液柱分离现象,从而显著降低水锤效应带来的风险,保障管道系统的运行安全与稳定性^[8]。相较于气压罐和调压塔,空气阀具有结构简单、成本低廉、安装方便等优点,因此在长距离输水工程中得到广泛应用^[9]。实践表明,空气阀的进排气特性对于保

障长距离输水工程的安全运行至关重要^[10]。

国内外学者针对空气阀数学模型开展了深入研究,并取得一系列研究成果。Streeter 等^[11]提出了基于理想气体的空气阀水力计算模型,其亚音速流入、亚音速流出、音速流入及音速流出 4 种基本假设被沿用至今。Lee 等^[12]认为进入管道的空气遵循多方过程,在此基础上引入与系统的热交换相关的多方指数,更准确地描述了气体压缩和膨胀的热传导特性。王玲等^[13]建立了空管充水过程的空气阀数学模型,并提出了结合改进牛顿迭代法与直接求解法的高精度算法,提升了空气阀模型在空管充水瞬变计算中的适用性和精度。Coronado-Hernández

基金项目:国家自然科学基金面上项目(52579076);陕西省自然科学基金基础研究计划项目(2022JM-211);西安市科技局高校院所人才服务企业项目(23GXF0039);陕西省创新能支撑计划项目(2024RS-CXTD-31);陕西省技术创新引导计划项目(2024QCY-KXJ-050)

作者简介:赵莉(1982—),女,教授,博士,主要从事长距离输水安全防护研究。E-mail:22958531@qq.com

等^[14]建立了一维通用数学模型,可用于分析安装有多个空气阀的不规则管道在排空过程中主要水力变量的变化规律。杨开林^[15]基于等熵气动理论,构建了考虑气体绝热流动与空气阀高度影响的新型空气阀水力瞬变数学模型。

传统空气阀模型大多采用下列假设^[16-18]:①经空气阀进入管道的气体始终积聚在空气阀附近,并在水压力升高时可充分排出;②当管道内气体体积分数较小时,气水两相呈无滑移流动。传统空气阀模型假定气体空腔始终固定在空气阀所在的网格节点,即使进气量超过管段容积,空腔也不会向相邻节点蔓延,导致管道中非空气阀节点的水位保持不变,压力无法真实反映进气量变化。当进气量较小时,该假设对计算结果影响有限,但在持续大量进气,甚至多段管道连续卸空的工况下,该模型会显著低估气水界面移动引起的压力变化,导致管线压力计算偏差较大,进而可能误导水锤防护方案的设计。为弥补传统一维空气阀模型的不足,王福军等^[19-20]提出了基于二维和三维 CFD 的流动模型,用于精确模拟水与空气混合的动态相互作用及压力脉动。此类模型虽精度较高,但计算复杂,难以满足长距离管道工程的计算效率要求。为此,本文提出一种基于气囊体积变化实时更新边界位置的改进空气阀模型——蔓延空气阀模型,以期通过更合理的物理假设提升模型在工程应用中的适用性和计算效率。

1 模型改进方法

蔓延空气阀模型的建立需依据气囊体积变化驱动气囊边界运动,进而确定水气交界面的位置与形态,以提升模拟结果与实际工况的吻合度。在数值计算中,先根据不同压差条件下的进排气质量流速,计算得到气囊内气体质量,并通过边界流量差求得气囊体积变化;然后基于气体状态方程计算气囊内部压力,并将该压力赋值给气囊所在节点。满水管段采用传统特征线法(MOC)^[21-23]进行计算;非满流管段则区分蒸汽型空腔与空气型空腔两种类型,分别采用相应计算模型。通过结合空气阀模型与液柱分离型水锤基本模型^[24],可实现对管线全流程流态的综合模拟与分析。

1.1 模型组成

蔓延空气阀模型由冲击水体、滞留气囊及水气交界面 3 部分组成。节点记录压力和流量,管段记录水量、水位、管段容积及管段编号。计算涉及的参数包括气囊压力、气囊体积、气囊质量、边界管段水柱高度和边界点压力。以空气阀所在节点为界,将气囊分为空气阀左侧和右侧两部分,其体积分别根

据左右两侧边界点流量计算得到。其中,边界点流量由边界点压力确定,而边界点压力为气囊压力与边界管段水柱高度之和,因此受气囊压力的影响。气囊质量由空气阀进排气质量方程确定,进排气质量流速受气囊压力的影响。由此可见,在进排气过程中,气囊压力时刻影响气囊体积、气囊质量及两侧边界点压力。为了精确求解这些相互耦合的参数,需要针对不同气囊压力建立空气阀计算模型,并满足质量守恒方程、连续性方程、动量方程及气体状态方程。满水管段采用传统 MOC 计算,通过联立空气阀模型及气囊动态边界方程进行求解。以下以图 1 为例对模型进行解释说明。

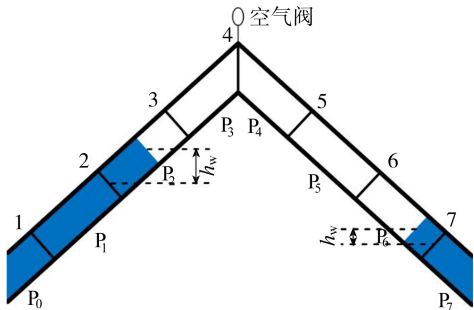


图 1 空气阀布置

图 1 中空气阀布置在节点 4,当节点 4 出现持续性负压后,空气阀进气形成的气囊向两侧下降管段蔓延,完全被气体占据的管段称为气囊内管段(P_3 、 P_4 、 P_5 管段),部分被气体占据的管段称为边界管段(P_2 、 P_6 管段)。将边界管段中满水一侧的节点定义为气囊边界节点,即气囊左侧边界为节点 2,右侧边界为节点 7。边界节点 m 的测压管水头为气囊压力、管段内水柱与边界节点的垂直高差及边界节点的位置高程之和:

$$H_{t,m} = \frac{p_{a,t} - p_0}{\rho g} + h_{w,t,m} + Z_m \tag{1}$$

式中: H 为边界节点的测压管水头, m ; p_a 为气囊绝对压力, Pa ; p_0 为大气压, Pa ; ρ 为水体密度, kg/m^3 ; g 为重力加速度,取 $9.807 \text{ m}/\text{s}^2$; h_w 为边界节点处的水柱垂直高度, m ; Z 为边界节点的位置高程, m ; 下标 m 为气囊左、右边界节点编号,图 1 中 $m = 2、7$; t 为时间。

管内的空气满足如下气体定律:

$$p_{a,t+\Delta t} V_{a,t+\Delta t} = m_{t+\Delta t} R_s T \tag{2}$$

式中: $p_{a,t+\Delta t}$ 为 $t+\Delta t$ 时刻管道中气囊的绝对压力, Pa ; $V_{a,t+\Delta t}$ 为 $t+\Delta t$ 时刻管道中气囊的体积, m^3 ; $m_{t+\Delta t}$ 为 $t+\Delta t$ 时刻管道中气囊的质量, kg ; R_s 为空气的比气体常数,取 $287 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; T 为绝对温度, K ,本文取 20°C ,即 293.15 K 。

本文以气体状态方程(2)为基础,将气囊体积

方程、气囊质量方程和动态边界方程进行耦合求解。其中水气交界面位置及边界水柱高度由气囊动态边界方程确定,气囊体积 $V_{a,t+\Delta t}$ 由气囊体积方程给出,气囊质量 $m_{t+\Delta t}$ 由空气阀进、排气方程及质量方程确定。最后将 $V_{a,t+\Delta t}$ 和 $m_{t+\Delta t}$ 代入式(2),可得到仅含气囊压力 $p_{a,t+\Delta t}$ 一个未知量的封闭方程组。

1.2 气囊体积方程

空气阀进气后,分别记录左右两侧管段的进气量。考虑水气耦合作用,联立气囊两侧气水边界点的流量方程与气体状态方程,求解得到两侧气囊的体积。 $t+\Delta t$ 时刻的气囊体积计算方程为:

$$V_{a,t+\Delta t} = V_{a1,t+\Delta t} + V_{a2,t+\Delta t} = V_{a1,t} - \frac{1}{2} \int_t^{t+\Delta t} (Q_{t+\Delta t,L} + Q_{t,L}) dt + V_{a2,t} + \frac{1}{2} \int_t^{t+\Delta t} (Q_{t+\Delta t,R} + Q_{t,R}) dt \quad (3)$$

式中: $V_{a1,t}$ 、 $V_{a2,t}$ 分别为 t 时刻空气阀左侧、右侧气囊体积, m^3 ; $V_{a1,t+\Delta t}$ 、 $V_{a2,t+\Delta t}$ 分别为 $t+\Delta t$ 时刻空气阀左侧、右侧气囊体积, m^3 ; $Q_{t,L}$ 、 $Q_{t,R}$ 分别为 t 时刻气囊左侧、右侧边界节点处的边界流量, m^3/s ; $Q_{t+\Delta t,L}$ 、 $Q_{t+\Delta t,R}$ 分别为 $t+\Delta t$ 时刻气囊左侧、右侧边界节点处的边界流量, m^3/s ; 下标 L 、 R 分别为气囊左、右边界节点编号。

对于气囊两侧边界节点,根据特征线法的相容性方程:

$$C^+ : H_{t+\Delta t,L} = C_P - BQ_{t+\Delta t,L} \quad (4)$$

$$C^- : H_{t+\Delta t,R} = C_M + BQ_{t+\Delta t,R} \quad (5)$$

可以得到两侧边界节点的流量方程分别为:

$$Q_{t+\Delta t,L} = \frac{C_P - H_{t+\Delta t,L}}{B} \quad (6)$$

$$Q_{t+\Delta t,R} = \frac{H_{t+\Delta t,R} - C_M}{B} \quad (7)$$

$$\text{其中 } H_{t+\Delta t,L} = \frac{p_{a,t+\Delta t} - p_0}{\rho g} + h_{w,t+\Delta t,L} + Z_L$$

$$H_{t+\Delta t,R} = \frac{p_{a,t+\Delta t} - p_0}{\rho g} + h_{w,t+\Delta t,R} + Z_R$$

$$C_P = H_{t,L-1} + BQ_{t,L-1} - RQ_{t,L-1} | Q_{t,L-1} |$$

$$C_M = H_{t,R+1} - BQ_{t,R+1} + RQ_{t,R+1} | Q_{t,R+1} |$$

$$B = \frac{a}{gA} \quad R = \frac{f\Delta x}{2gDA^2}$$

式中: a 为水锤波速, m/s ; A 为管道过水断面面积, m^2 ; f 为摩阻系数, $N \cdot s/m^2$; Δx 为空间步长, 即计算管段的长度, m ; D 为管道内径, m 。联立式(3)~(7)得到气囊体积方程:

$$V_{a,t+\Delta t} = V_{t,L} - \frac{1}{2} \int_t^{t+\Delta t} \left[(H_{t,L-1} + BQ_{t,L-1} - RQ_{t,L-1} \cdot \right.$$

$$\left. |Q_{t,L-1}| - \frac{p_{a,t+\Delta t} - p_0}{\rho g} + h_{w,t,L} + Z_L \right) / B + Q_{t,L} \Big] dt + V_{t,R} + \frac{1}{2} \int_t^{t+\Delta t} \left[\left(\frac{p_{a,t+\Delta t} - p_0}{\rho g} + h_{w,t,R} + Z_R - H_{t,R+1} + BQ_{t,R+1} - RQ_{t,R+1} |Q_{t,R+1}| \right) / B + Q_{t,R} \right] dt \quad (8)$$

式(8)中只有气囊压力 $p_{a,t+\Delta t}$ 为 $t+\Delta t$ 时刻的未知变量,其他变量均为 t 时刻的已知变量。

1.3 气囊动态边界方程

在每个时间步 Δt 结束时,根据计算得到的 $V_{a1,t+\Delta t}$ 和 $V_{a2,t+\Delta t}$ 对边界节点编号进行检查和更新。以左侧边界为例,当边界向外侧扩展时,左侧边界节点编号减小,即 $L=L-1$;当边界向内侧收缩时,左侧边界节点编号增大,即 $L=L+1$ 。因此,更新边界节点编号 L 后,计算的左侧气囊体积应满足如下一致性条件:

$$\sum_{j=L+1}^{n-1} V_{G,j,j+1} \leq V_{a1,t+\Delta t} \leq \sum_{j=L}^{n-1} V_{G,j,j+1} \quad (9)$$

式中: n 为空气阀所在节点编号; $V_{G,j,j+1}$ 为节点 j 与节点 $j+1$ 之间管段的容积。

若计算得到的 $V_{a1,t+\Delta t}$ 不满足式(9),则需对边界节点编号进行修正:当 $V_{a1,t+\Delta t} > \sum_{j=L}^{n-1} V_{G,j,j+1}$ 时,说明左侧气囊已越过当前边界节点,边界向外侧扩展,

应令 $L=L-1$;当 $V_{a1,t+\Delta t} < \sum_{j=L+1}^{n-1} V_{G,j,j+1}$ 时,说明左侧气囊已减小至边界节点内侧的相邻节点,边界向内侧收缩,应令 $L=L+1$ 。在确定左侧边界节点编号 L 后,可根据左侧气囊体积进一步计算边界管段内的剩余水柱高度。由于左侧边界位于节点 L 与节点 $L+1$ 之间,因此边界管段内的水柱高度可表示为:

$$h_{w,t+\Delta t,L} = \frac{\sum_{j=L}^{n-1} V_{G,j,j+1} - V_{a1,t+\Delta t}}{V_{G,L,L+1}} |Z_L - Z_{L+1}| \quad (10)$$

右侧气水边界可采用与左侧完全对称的方法处理,其边界节点编号更新规则和边界水柱高度计算过程不再赘述。

1.4 气囊质量方程

根据空气阀等熵进排气原理^[13,16],空气流入与流出的质量流量计算公式分别为:

$$m_{t+\Delta t} = \begin{cases} C_{in} A_{in} \sqrt{7p_0 \rho_0 \left[\left(\frac{p_{a,t+\Delta t}}{p_0} \right)^{1.4286} - \left(\frac{p_{a,t+\Delta t}}{p_0} \right)^{1.714} \right]} & 0.53p_0 \leq p_{a,t+\Delta t} \leq p_0 \\ 0.686 C_{in} A_{in} \frac{p_0}{\sqrt{R_S T}} & p_{a,t+\Delta t} < 0.53p_0 \end{cases} \quad (11)$$

$$\dot{m}_{t+\Delta t} = \begin{cases} -C_{out}A_{out}p_{a,t+\Delta t}\sqrt{\frac{7}{R_sT}\left[\left(\frac{p_0}{p_{a,t+\Delta t}}\right)^{1.4286}-\left(\frac{p_0}{p_{a,t+\Delta t}}\right)^{1.714}\right]} & p_0 \leq p_{a,t+\Delta t} \leq \frac{p_0}{0.53} \\ -0.686C_{out}A_{out}\frac{p_{a,t+\Delta t}}{\sqrt{R_sT}} & p_{a,t+\Delta t} > \frac{p_0}{0.53} \end{cases} \quad (12)$$

式中： $\dot{m}_{t+\Delta t}$ 为 $t+\Delta t$ 时刻空气流入流出空气阀的质量流量,kg/s； C_{in} 、 C_{out} 分别为空气流入和流出时的流量系数； A_{in} 、 A_{out} 分别为空气阀进、排气口面积, m^2 ； ρ_0 为标准大气压下的空气密度,kg/ m^3 。

气囊质量可表示为：

$$m_{t+\Delta t} = m_t + \frac{1}{2} \int_t^{t+\Delta t} (\dot{m}_t + \dot{m}_{t+\Delta t}) dt \quad (13)$$

联立式(2)、(8)~(13)可构成封闭方程组,其中仅气囊压力 $p_{a,t+\Delta t}$ 为唯一未知量。采用迭代法对该方程组进行求解,可得到气囊压力 $p_{a,t+\Delta t}$,进而确定其余所有以气囊压力为变量的相关参数。

2 模型验证

以某压力输水管道工程为例,对所建立的空气阀模型进行验证。该工程管道总长 4 144. 36 m,首端与末端水池液位分别为 113. 5 m 和 95 m。沿线设有两个高点: 高点 1 位于桩号 K1 + 005, 高程 149. 52 m; 高点 2 位于桩号 K2 + 215, 高程 151. 266 m。管道采用 DN500 钢管,壁厚 10 mm。水泵额定流量 0. 3 m^3/s , 额定扬程 52 m, 额定转速 1 480 r/min, 功率 180 kW, 效率 87%。模拟工况为事故断电停泵,水泵出口设置缓闭液控蝶阀。阀门采用两阶段关闭,第一阶段快关至 78% (对应阀板角度 70°), 第二阶段缓慢关闭至完全封闭。

本文选取两种稳态流量 (0. 3 m^3/s 与 0. 2 m^3/s) 与两种关阀时间方案 (方案 1: 5 s 时快关至开度 78%, 30 s 时全关; 方案 2: 30 s 时快关至开度 78%, 120 s 时全关) 进行组合计算, 共形成 4 种工况, 其中, 工况 1 对应稳态流量 0. 2 m^3/s 与关阀方案 1, 工况 2 对应稳态流量 0. 2 m^3/s 与关阀方案 2, 工况 3 对应稳态流量 0. 3 m^3/s 与关阀方案 1, 工况 4 对应稳态流量 0. 3 m^3/s 与关阀方案 2。为了验证模型, 同时采用某国际通用软件建立的固定空气阀模型进行对比分析。

2.1 停泵水力过渡过程包络线

如图 2(a) 所示, 采用固定空气阀模型计算停泵后水力过渡过程时, 各工况下 1 号空气阀均发生水柱弥合, 且最大压力均超过水泵出口正常运行压力

(52. 02 m, 以压力水头表示) 的 1. 5 倍 (表 1), 不满足规范要求。如图 2(c) 中停泵 1 600 s 后的水力坡度线所示, 由于管道末端阀门不关闭, 水依靠重力从高点持续流出管道, 空气阀不断进气, 但是固定空气阀模型计算结果显示空气阀两侧的管道水位并未下降, 该结果与实际情况不符。

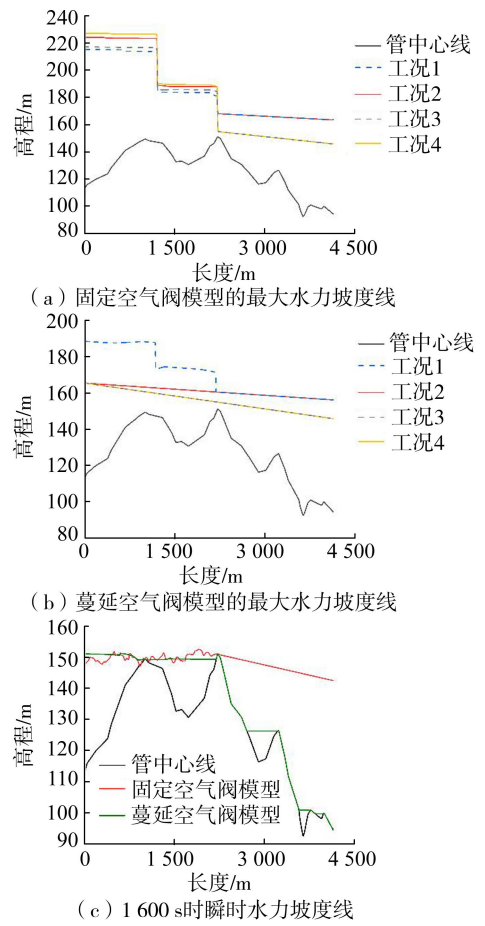


图 2 水力过渡过程包络线

表 1 不同工况下两模型最大压力对比 单位: m

工况	固定空气阀模型	蔓延空气阀模型
1	101. 945	75. 028
2	110. 906	52. 02
3	103. 862	52. 02
4	113. 863	52. 02

如图 2(b) 所示, 采用蔓延空气阀模型时, 水力过渡过程中 1 号空气阀仅在工况 1 下出现小幅度弥合, 最大压力为 75. 028 m, 未超过正常运行压力的 1. 5 倍; 其余工况下, 管线最大压力为正常运行压力 (52. 02 m)。因为管线末端阀门不关闭, 蔓延空气阀模型计算结果显示, 停泵约 1 600 s 后管道泄空, 泄空部分的水力坡度线降至管线高程 (图 2 (c))。

固定空气阀模型模拟不准确的根本原因在于其简化假设导致气囊边界模拟失真。固定空气阀模型因空气阀处的水位固定不变, 不会随着进气而下降。因此, 当水倒流回上游时, 水体始终按照这个固定的

高水位所对应的压力加速倒流,最终产生巨大的弥合升压。同时,由于水位固定不变,模型无法对管道泄空这一现象进行模拟。改进后的蔓延空气阀模型可以准确地动态跟踪水位变化,从而避免了不真实的压力峰值,并能准确模拟管道泄空现象。

2.2 水力过渡过程中空气阀处气囊体积变化

如图 3(a)所示,固定空气阀模型中 1 号空气阀处的气囊体积随稳态流速及关阀时间的增大而增大,且在各工况下,无论进水量多少,最终均会出现水柱弥合,这是导致瞬态压力升高的主要原因。如图 3(b)所示,蔓延空气阀模型中 1 号空气阀处的气囊体积同样随稳态流速及关阀时间的增大而增大,但除工况 1 外,气囊并未被完全挤压排空,即未发生水柱弥合。这是由于改进后的蔓延空气阀模型中气囊边界可以自由移动,水位会动态变化。随着第二处高点进气,水位逐渐下降,倒流回第一个高点的水流流速逐渐降低,最终第一个高点并未发生弥合。而在工况 1 下,虽出现水柱弥合,但由于动态边界与水位变化的作用,压力波动幅度明显低于固定空气阀模型,避免了固定空气阀模型中,由于其水位固

定,第二处高点的水始终保持高流速倒流,导致多次不真实的剧烈水柱弥合。

由图 3(c)可见,固定空气阀模型中 2 号空气阀气囊体积呈无限增大趋势,甚至超出管道容积,这与实际情况明显不符。这是由于固定空气阀模型的气囊边界和水位固定不变,无法随着末端泄水和空气阀进气过程动态变化。由图 3(d)可见,在蔓延空气阀模型中,随着下游水位逐渐下降并最终泄空,泄流过程逐步终止,空气阀进气也随之停止,从而真实模拟了重力泄空过程中空气阀进气和水位变化的协同演进。此外,由于 2 号空气阀位于整条管线最高点,其进气阻断了大部分压力波动,因此稳态流速和关阀时间的改变对下游管线几乎无影响。这一现象在蔓延空气阀模型与固定空气阀模型的模拟结果中均得到了体现。

2.3 末端流量与压力

以工况 3 为例,由图 4(a)可知,停泵后,末端阀门不关闭,随着管道泄空,固定空气阀模型因无法反映水位动态变化,导致管线末端流量与压力始终不变,这与实际情况不相符,表明固定空气阀模型无法

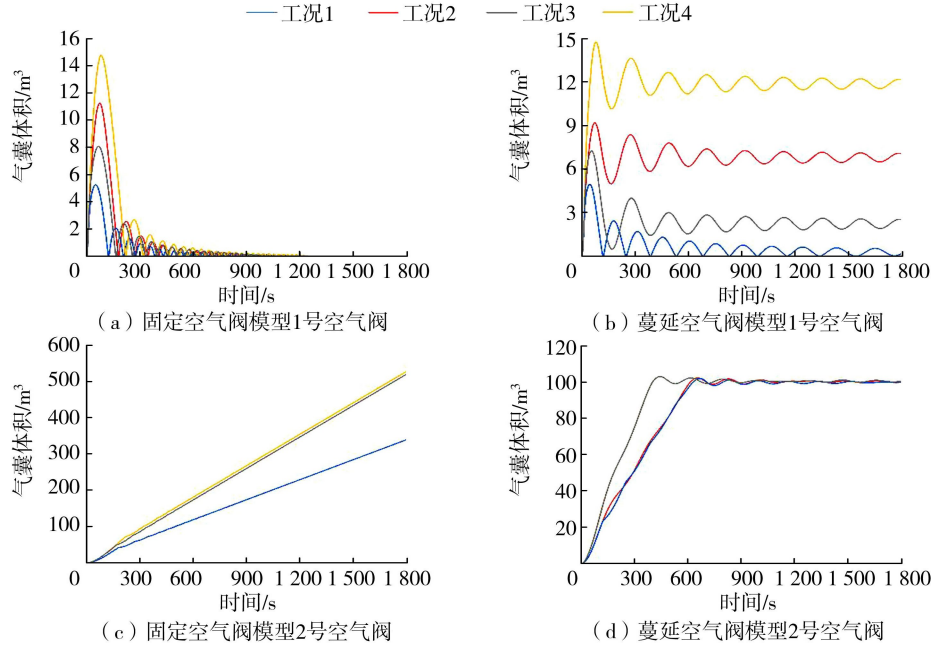


图 3 空气阀处气囊体积变化曲线

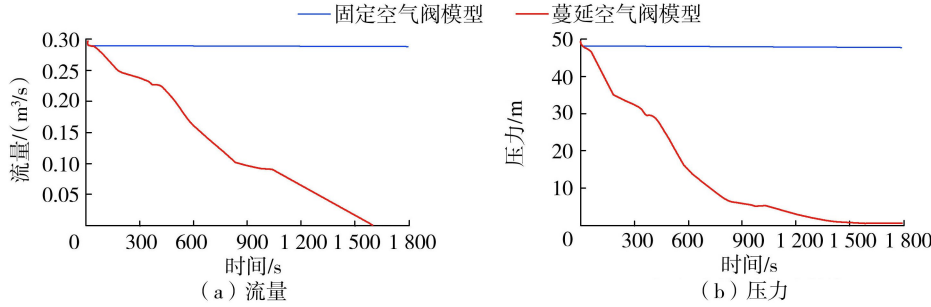


图 4 工况 3 水力过渡过程管线末端流量和压力过程线

准确模拟泄水过程。由图 4(b)可知,采用蔓延空气阀模型时,随着管线末端泄水,空气阀进气量逐渐增加,水位逐渐下降。与此同时,管线末端的压力和流量也随着水位动态变化而逐渐下降。当压力降为 0 时,表示管道泄空。管线末端的压力和流量变化过程并非线性,而是受管线坡度影响呈现非线性变化,水位变化速度也在动态调整。蔓延空气阀模型可真实、准确地模拟这一过程,并能准确预测管道水体泄空时间。本工程案例各工况下末端管道泄空时间均约为 1 600 s。

2.4 结果分析

由该工程案例可知,在模拟事故停泵后的水力过渡过程中,采用固定空气阀模型计算的最大水锤压力在不同工况下均出现了显著的弥合升压,数值超过水泵出口正常运行压力的 1.5 倍,不满足规范要求,因此需要额外加装水锤防护设备。而采用蔓延空气阀模型计算时,仅在个别工况(如工况 1)出现小幅度升压,其最大压力仍低于规范限值,其余各工况的最大压力均为稳态压力,满足规范要求,无需额外加装水锤防护设备,且该模型对空气阀大小排气口的切换压力也无特殊要求。

固定空气阀模型由于简化假设导致气囊边界与水位固定不变,在模拟事故停泵后的水力过渡过程以及泄水的工况时,在压力包络线、压力流量、空气阀进排气量等方面均出现较大误差,这可能误导工程防护设计。蔓延空气阀模型通过动态跟踪气囊边界与水位变化,更真实地模拟了气体蔓延、水柱运动以及泄空全过程,其计算结果具有更高的可靠性和工程应用价值。

通过对比两种空气阀模型在不同稳态流量及关阀时间下的计算结果可以看出,蔓延空气阀模型在各工况下均表现出良好的稳定性与适用性,计算结果变化规律与物理过程一致。

3 结 论

- a. 固定空气阀模型因气囊边界固定,导致空气阀两侧水位无法自然下降,易产生虚假的水柱弥合升压,从而影响水锤防护方案的合理性。
- b. 蔓延空气阀模型通过动态模拟气囊体积、边界位置及边界流量,能够更合理、准确地反映水力过渡过程的压力变化,在不同工况下的计算结果变化规律与物理过程均吻合良好,表明模型具有良好的稳定性与通用性,可为水锤防护方案的制定提供依据。
- c. 蔓延空气阀模型能够模拟管道泄空全过程并准确预测泄空时间,对停泵工况分析与管道系统

检修泄水具有实际指导意义。

参考文献:

[1] 杨开林. 输水管线空气阀进排气孔径的合理选择[J]. 水利学报, 2024, 55 (5): 537-548. (Yang Kailin. Reasonable selection of intake and exhaust diameters for air valve in water pipelines [J]. Journal of Hydraulic Engineering, 2024, 55 (5): 537-548. (in Chinese))

[2] 蔡付林,樊子凯,周建旭,等. 长距离多支线有压输水系统启动水锤防护[J]. 水利水电科技进展, 2024, 44 (4): 1-6. (Cai Fulin, Fan Zikai, Zhou Jianxu, et al. Start-up water hammer protection for long-distance multi-branch pressurized water conveyance systems [J]. Advances in Science and Technology of Water Resources, 2024, 44 (4): 1-6. (in Chinese))

[3] 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]. 排灌机械工程学报, 2011, 29 (4): 333-337. (Liu Zhuqing, Bi Huili, Wang Fujun. Effect of air valves on water hammer protection in pressure pipelines [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2011, 29 (4): 333-337. (in Chinese))

[4] 舒依娜,刘兆峰,夏修萍,等. 排水管网泵群系统动态摩阻水锤仿真模拟[J]. 水利水电科技进展, 2025, 45 (3): 32-39. (Shu Yina, Liu Zhaofeng, Xia Xiuping, et al. Numerical simulation of water hammer with dynamic friction in pump group systems of drainage pipe networks [J]. Advances in Science and Technology of Water Resources, 2025, 45 (3): 32-39. (in Chinese))

[5] 周领,王鹤鸣,徐彬,等. 输水管道水锤泄漏耦合数值模拟及反射系数特性研究[J]. 河海大学学报(自然科学版), 2026, 54 (1): 43-52. (Zhou Ling, Wang Heming, Xu Bin, et al. Numerical simulation of water hammer and leak coupling in water pipelines and study on reflection coefficient characteristics [J]. Journal of Hohai University (Natural Sciences), 2026, 54 (1): 43-52. (in Chinese))

[6] 赵斌,胡斌超,刘有亮,等. 长距离泵站水锤分析及管线布置对水锤的影响[J]. 排灌机械工程学报, 2024, 42 (11): 1112-1119. (Zhao Bin, Hu Binchao, Liu Youliang, et al. Analysis of water hammer phenomena in long-distance pumping stations and impact of pipeline configuration on its occurrence [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2024, 42 (11): 1112-1119. (in Chinese))

[7] 杨春霞,李倩,马经童,等. 多分水口长距离输水工程停泵水锤防护措施[J]. 排灌机械工程学报, 2024, 42 (3): 250-255. (Yang Chunxia, Li Qian, Ma Jingtong, et al. Water hammer protection measures for long-distance water transmission projects during pump stop with multiple water diversions outlets [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2024, 42 (3): 250-255.

- (in Chinese))
- [8] 赵莉,栗金晶,杨玉思,等. 压力管道中有压气囊运动的试验研究[J]. 水利水电科技进展,2023,43(5):18-22. (Zhao Li, Li Jinjing, Yang Yusi, et al. Experimental study on movement of pressurized air pockets in a pressure pipeline [J]. Advances in Science and Technology of Water Resources, 2023, 43(5): 18-22. (in Chinese))
- [9] Li Xiaozhou, Wang Tao, Zhang Yanhe, et al. Study on the factors influencing air valve protection against water hammer with column separation and rejoinder [J]. AQUA—Water Infrastructure, Ecosystems and Society, 2022, 71(9): 949-962.
- [10] 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,2007,38(增刊1):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, 38(S1): 340-345. (in Chinese))
- [11] Streeter V L, Wylie E B. Hydraulic transients[M]. New York: McGraw-Hill International Book Company, 1967: 10-42.
- [12] 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.
- [13] 王玲,王福军,黄靖,等. 安装有空气阀的输水管路系统空管充水过程瞬态分析[J]. 水利学报,2017,48(10): 1240-1249. (Wang Ling, Wang Fujun, Huang Jing, et al. Filling transient analysis in pipelines with air valves[J]. Journal of Hydraulic Engineering, 2017, 48(10): 1240-1249. (in Chinese))
- [14] Coronado-Hernández O E, Fuertes-Miquel V S, Besharat M, et al. Experimental and numerical analysis of a water emptying pipeline using different air valves[J]. Water, 2017, 9(2): 98.
- [15] 杨开林. 空气阀水力瞬变数学模型[J]. 水利学报, 2023, 54(7): 775-784. (Yang Kailin. Mathematical models for hydraulic transients of air valves[J]. Journal of Hydraulic Engineering, 2023, 54(7): 775-784. (in Chinese))
- [16] 杨春霞,耿魏强,严杰,等. 不同开度防水锤空气阀的进排气特性数值模拟[J]. 水电能源科学,2022,40(8): 181-185. (Yang Chunxia, Geng Weiqiang, Yan Jie, et al. Numerical simulation of air inlet and exhaust characteristics of anti-water hammering air valve with different opening degrees [J]. Water Resources and Power, 2022, 40(8): 181-185. (in Chinese))
- [17] 柯颢,胡云进,万五一. 空气阀防护水锤的研究进展[J]. 人民黄河,2010,32(12): 229-232. (Ke Xie, Hu Yunjin, Wan Wuyi. Research progress on water hammer protection by air valves[J]. Yellow River, 2010, 32(12): 229-232. (in Chinese))
- [18] 边少康,张小莹,李刚,等. 重力流关阀规律及空气阀优化研究[J]. 水利水电科技进展,2025,45(1): 55-61. (Bian Shaokang, Zhang Xiaoying, Li Gang, et al. Study on valve-closure law of gravity flow and optimization of air valve[J]. Advances in Science and Technology of Water Resources, 2025, 45(1): 55-61. (in Chinese))
- [19] 王福军,王玲. 大型管道输水系统充水过程瞬变流研究进展[J]. 水力发电学报,2017,36(11): 1-12. (Wang Fujun, Wang Ling. Advances in water filling transients in large pipeline transfer systems [J]. Journal of Hydroelectric Engineering, 2017, 36(11): 1-12. (in Chinese))
- [20] García-Todolí S, Iglesias-Rey P L, Mora-Meliá D, et al. Computational determination of air valves capacity using CFD techniques[J]. Water, 2018, 10(10): 1433.
- [21] Bergant A, Simpson A R, Tijsseling A S. Water hammer with column separation: a historical review[J]. Journal of Fluids and Structures, 2006, 22(2): 135-171.
- [22] Mousavifard M, Norooz R. Numerical analysis of transient cavitating pipe flow by Quasi 2D and 1D models[J]. Journal of Hydraulic Research, 2022, 60(2): 295-310.
- [23] Autrique R, Rodal E, Sánchez A, et al. Physical model studies of water column separation[C]//Proceedings of the 26th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems. Beijing: IOP, 2012: 1-8.
- [24] 赵莉,范闯,申虎贲,等. 液柱分离型水锤新空腔模型[J]. 水利水电科技进展,2024,44(2): 37-41. (Zhao Li, Fan Chuang, Shen Huben, et al. New cavity model for water hammer with liquid column separation[J]. Advances in Science and Technology of Water Resources, 2024, 44(2): 37-41. (in Chinese))

(收稿日期:2025-03-23 编辑:雷燕)

