

长距离输水系统停泵水锤的数值模拟*

王文全 张立翔 闫妍 曾云

(昆明理工大学工程力学系, 昆明 650051)

【摘要】 运用瞬态水力学理论和特征线方法,结合某实际工程,对联合采用空气阀、泄压阀和二阶段缓闭蝶阀进行水锤防护的长距离有压输水管道系统的事故停泵水力过渡过程进行了计算和分析,得到管线沿程的水锤压力包络线和空化体积曲线,以及典型断面的压力时程线。计算结果表明,采用两阶段缓闭蝶阀、泄压阀和空气阀进行水锤安全防护是十分必要的,有利于抑制正水锤压力的继续升高和阻止负水锤压力的持续降低,防止断流弥合水锤的发生。但从计算结果看,管内仍存在局部空化现象,需要进一步优化空气阀的布置。

关键词: 泵站 供水工程 水力计算 水锤压力 水锤防护

中图分类号: S277 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2010)11-0063-04

Numerical Simulation of the Water Hammer Caused by Accidental Pump-stop in Long Water Supply Systems

Wang Wenquan Zhang Lixiang Yan Yan Zeng Yun

(Department of Engineering Mechanics, Kunming University of Science and Technology, Kunming 650051, China)

Abstract

In accordance with the characteristics of a long water pipe supply system with water hammer, the analysis of the protecting devices combined with the air valve, pressure relief valve and slowly closed plate valve was carried out for the transient process caused by accidental pump-stop based on the theory of water hammer and the method of characteristics. The pressure of water hammer and relative cavitating volume along the pipeline were obtained simultaneously. The evolvement of pressure of water hammer against time was achieved. The numerical results showed that the present water hammer protections to the pipeline system were necessary, which restrained not only the continuously rising up but also the excessively decreasing of water hammer pressure and were helpful to suppress the occurrence of water column separation. However, the results also showed the cavitations in local raised position of pipeline. The optimization of the position about air valves should be implemented further.

Key words Pump station, Water supply project, Hydraulic calculation, Pressure of water hammer, Water hammer protection

引言

某农业输水工程共布置并列水泵8台(7用1备),水泵型号为D型三级离心泵D720-62,额定转速1480 r/min,单台泵最大设计流量0.236 m³/s,最大设计扬程198 m,电动机额定功率680 kW。每台

水泵前设有平板式闸阀,水泵后依次设有平板式闸阀和止回阀,进入主管后,设置旁通管,安装平板式闸阀和安全泄压阀(安全释放压力设为2.5 MPa),并在主管进入段设置主阀。主管道共长8 658.312 m,管线敷设地形复杂,附属设施多,水锤防护措施多,输水系统中可能出现的水锤压力是影响工程长期安

收稿日期: 2009-12-11 修回日期: 2010-02-16

* 国家自然科学基金资助项目(50839003)和云南省自然科学基金资助项目(2008GA027、2009ZC035M)

作者简介: 王文全,讲师,博士,主要从事流体机械内部流动及其过渡过程研究, E-mail: wwqquan@yahoo.com.cn

全运行的重要因素。对于类似这样的长距离有压管道输水系统,不少学者为准确了解其系统的瞬态水力学特性,切实达到指导工程设计的目的,在水锤防护措施的综合应用及优化等方面进行了大量研究^[1~6],但由于水动力学特性对边界条件的极其敏感性,决定不同工程的水锤特性可能存在较大差异,因此对长距离压力输水管网系统,尤其在事故突然停机时,全面了解其水锤的动力学特性对泵站系统的稳定安全运行十分重要。

1 水力过渡过程计算方法及原理

1.1 管道瞬变流计算用基本方程

描述管道中可压缩流动的运动方程和连续性可分别表述为

$$\frac{1}{A_f} \frac{\partial Q}{\partial t} + g \frac{\partial H}{\partial s} + \frac{f|Q|}{2DA_f^2} = 0$$

(1)

$$\frac{1}{c_f^2} \frac{\partial H}{\partial t} + \frac{1}{gA_f} \frac{\partial Q}{\partial s} = 0$$

(2)

其中

$$c_f^2 = \frac{K_f}{\rho_f} \left(1 + \frac{DK_f}{Ee} \right)^{-1}$$

式中

Q ——管道流量, m^3/s

H ——水头, m t ——时间, s

s ——沿管轴线的轴向坐标, m

g ——重力加速度, m/s^2

A_f ——管道断面面积, m^2

f ——管壁摩擦因子 D ——管道直径, m

ρ_f ——流体密度, kg/m^3

c_f ——管道中压力波的传播速度, m/s

K_f ——可压缩流体的体积弹性模量, Pa

e ——管道壁厚, m

E ——管道材料的弹性模量, Pa

1.2 管道瞬变流计算的特征线法

将流量 Q 和水头 H 作为基本变量,管道流动的基本控制方程为一组双曲型的偏微分方程,可以进一步转化为两组常微分方程,表示为正水锤(C^+)和负水锤(C^-)模型,即

$$C^+ \begin{cases} \frac{dH}{dt} + \frac{c_f}{gA_f} \frac{dQ}{dt} + \frac{fc_f}{2gDA_f^2} Q|Q| = 0 \\ \frac{ds}{dt} = +c_f \end{cases}$$

(3)

$$C^- \begin{cases} \frac{dH}{dt} - \frac{c_f}{gA_f} \frac{dQ}{dt} - \frac{fc_f}{2gDA_f^2} Q|Q| = 0 \\ \frac{ds}{dt} = -c_f \end{cases}$$

(4)

如图 1 所示,设 $i-1$ 、 i 和 $i+1$ 为管道上 3 个相邻的断面,断面间的距离为 Δx 。如果在 t_n 时刻 $i-1$

和 $i+1$ 处的水头和流量已知,根据正、负水锤特征方程联立求解,即可求得 $t_n + \Delta t$ 时刻的管中 i 断面的水头 H_i 和流量 Q_i 。

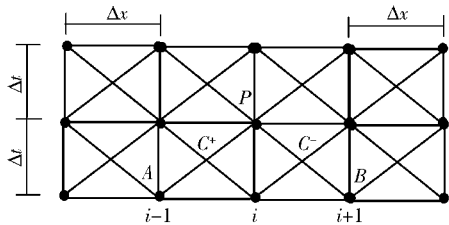


图 1 特征线法解法网格图

Fig. 1 Grid of solution with character line

对式(3)和式(4)进行积分可得

$$C^+ \int_A^P \frac{dH}{dt} dt + \frac{c_f}{gA_f} \int_A^P \frac{dQ}{dt} dt + \frac{fc_f}{2gDA_f^2} \int_A^P Q|Q| dt = 0$$

(5)

$$C^- \int_B^P \frac{dH}{dt} dt - \frac{c_f}{gA_f} \int_B^P \frac{dQ}{dt} dt - \frac{fc_f}{2gDA_f^2} \int_B^P Q|Q| dt = 0$$

(6)

式(5)和式(6)式中左边第三项采用一阶近似,可得

$$H_i^{n+1} - H_{i-1}^n + R(Q_i^{n+1} - Q_{i-1}^n) + SQ_{i-1}^n |Q_{i-1}^n| = 0C^+$$

(7)

$$H_i^{n+1} - H_{i+1}^n - R(Q_i^{n+1} - Q_{i+1}^n) - SQ_{i+1}^n |Q_{i+1}^n| = 0C^-$$

(8)

其中

$$R = \frac{c_f}{gA_f} \quad S = \frac{fc_f \Delta t}{2gDA_f^2}$$

式(7)~(8)中上标表示时间,下标表示位置,那么 H_i^{n+1} 可表示为

$$H_i^{n+1} = C_{i-1} - RQ_i^{n+1}C^+$$

(9)

$$H_i^{n+1} = C_{i+1} + RQ_i^{n+1}C^-$$

(10)

则

$$H_i^{n+1} = (C_{i-1} + C_{i+1})/2$$

(11)

$$Q_i^{n+1} = (C_{i-1} - C_{i+1})/(2R)$$

(12)

其中 C_{i-1} 和 C_{i+1} 为 t_n 时刻的函数,即

$$C_{i-1} = H_{i-1}^n + RQ_{i-1}^n - SQ_{i-1}^n |Q_{i-1}^n|$$

(13)

$$C_{i+1} = H_{i+1}^n - RQ_{i+1}^n + SQ_{i+1}^n |Q_{i+1}^n|$$

(14)

2 水锤计算结果分析

本文给出最不利计算工况下的结果,即 7 台泵运行过程中,7 台泵突然事故停机,蝶阀两阶段关闭,快关 20 s,关闭 75%;慢关 30 s,关闭 25%。计算时间步长 $\Delta t = 0.01 \text{ s}$,总计算时间 500 s。瞬态计算时管道从 0+0 桩号到 8+658.312 桩号主管道共长 8 658.312 m,共分为 22 段建模,在每段管之间都设有空气阀,共计 21 个空气阀,各段管再按水锤波的平均速度和等时段 Δt 分为多个等长的计算单元。从 0+0 桩号到 0+885.52 桩号,0+885.52 桩号到

1 + 619. 52 桩号, 1 + 619. 52 桩号到 8 + 658. 312 桩号的管壁厚度分别为 16、14 和 12 mm, 管内径 0. 9 m, 由于管壁厚度变化, 各计算单元的水锤波传播速度在 1 076 ~ 1 149 m/s 之间, 壁面当量粗糙度设为 0. 15 mm. 计算过程中, 基准面的高程设为 1 884. 95 m (水泵安装高程), 水泵进口处水库水位为 1 887. 4 m (水头为 2. 45 m), 管道出水口水库水位为 2 082. 45 m (水头为 197. 5 m)。

2.1 不同工况下典型断面的压力和水头线

图 2 为主管 4 个典型沿程断面的压力水头线。从图可见: ①在 0 ~ 70 s 期间, 由于水泵突然停止工

作, 在 5 s 内产生较大的负水锤, 在 5 + 959. 82 断面最小水锤压力达到 -0. 1 MPa, 水体开始空化, 空气阀打开补气, 以防止管内水流进一步空化, 降低管内产生断流的风险其工作状态如表 1 所示。②在 70 ~ 100 s 期间, 各断面产生较大的正水锤, 由于主管前端泄压阀的作用, 泄压阀开启泄压, 以抑制正水锤进一步增大, 如表 2 所示。由于管线布置局部变化, 管内最大水锤压力在 1 + 201. 44 断面, 约为 2. 8 MPa。③在 100 ~ 500 s 期间, 各断面正、负水锤值随时间增加逐渐减小, 尤其正水锤在 100 s 后降低较大, 各断面水锤升高压力基本维持在 0. 4 MPa 以内。

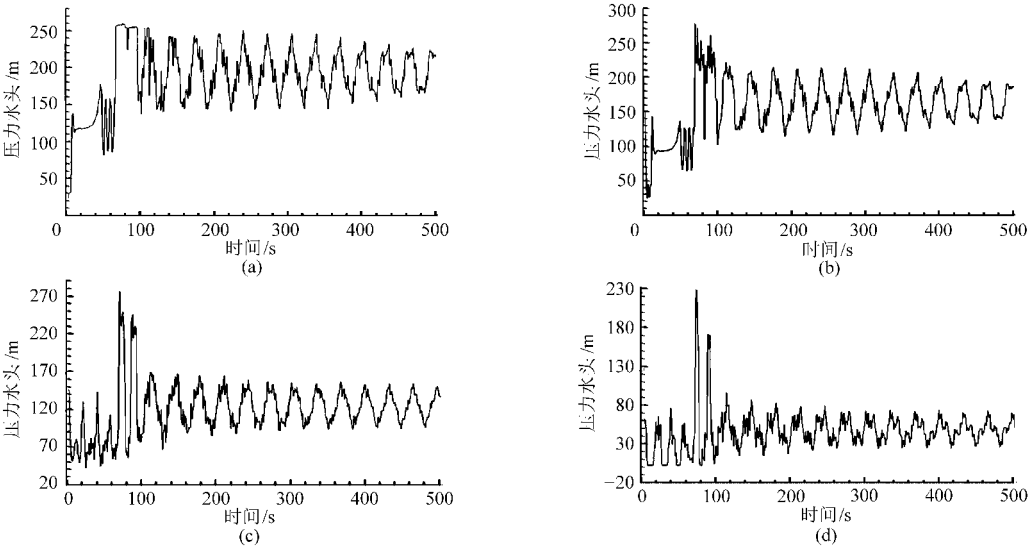


图 2 典型断面压力水头线演化

Fig. 2 Evolvement of pressure head on classic sections

(a) 桩号 0 + 0 (b) 桩号 1 + 201. 44 (c) 桩号 3 + 907. 97 (d) 桩号 5 + 959. 82

表 1 空气阀打开、关闭时刻

Tab. 1 Running status of air valve

工作状态	空气阀编号(位置桩号)					
	Vent 1(0 +056. 32)	Vent 5(1 +619. 89)	Vent 8(3 +063. 95)	Vent 17(5 +679. 95)	Vent 18(5 +959. 82)	Vent 20(6 +867. 71)
第 1 次打开	6. 58	3. 77	6. 58	7. 45	7. 74	28. 90
第 1 次关闭	9. 24	67. 30	18. 73	17. 34	15. 10	35. 19
第 2 次打开	17. 95		27. 73	27. 02	27. 31	
第 2 次关闭	18. 73		29. 43	34. 91	34. 72	
第 3 次打开	27. 73		43. 65	45. 65	46. 93	
第 3 次关闭	29. 43		49. 07	51. 52	51. 84	
第 4 次打开	49. 07		61. 33	77. 51	78. 07	
第 4 次关闭	64. 83		64. 83	79. 32	80. 22	
第 5 次打开	80. 74		80. 74	80. 54	96. 73	
第 5 次关闭	82. 30		82. 30	80. 77	96. 83	

表 2 泄压阀工作状态

Tab. 2 Running status of pressure relief valve

t/s	68. 85	82. 72	82. 95	83. 14	83. 16	83. 87	83. 96	84. 04	84. 12	84. 43
工作状态	开启	关闭	开启	关闭	开启	关闭	开启	关闭	开启	关闭
t/s	86. 25	97. 55	107. 50	107. 80	108. 00	108. 20	110. 70	113. 10	140. 70	140. 80
工作状态	开启	关闭	开启	关闭	开启	关闭	开启	关闭	开启	关闭

2.2 管网系统的测压管水头包络线

主管内最大和最小水锤水头线如图3所示。从图可见,沿程最大水锤水头 392.458 m,最小水锤水头 21.199 m,沿程最大水锤压力 3.363 MPa,最小水锤压力接近 -0.1 MPa。由于管线沿程起伏变化,输水管路局部升高段的最低水头包络线低于管路中心线,如桩号 5+500 到桩号 6+500 最为明显,管内出现真空,当真空值超过 10 m 水柱时,局部凸起段处水体开始空化,但由于空气阀不断打开补气,起到抑制空化现象的进一步发生。

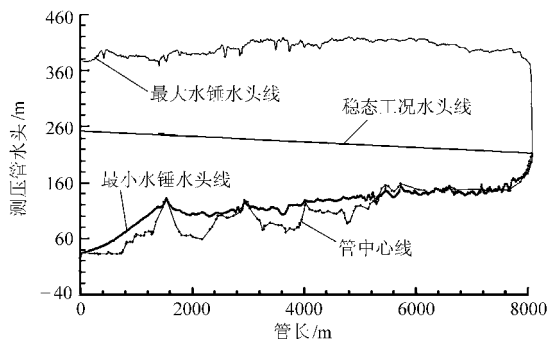


图3 测压管水头包络线

Fig.3 Pressure head along the pipe line

2.3 管网系统的空化体积曲线

主管内空化体积曲线(空化体积数为空化水体体积与该段管单元体积之比,本次计算管单元长度约为 11 m,计算单元体积 7 m^3)如图4所示。从图可见,管内局部段存在空化现象,最大相对空化体积数达到 0.95%,空化管道段数总长达到约 1.2 km。由此可见,对局部凸起段,设置进、排气阀虽一定程度上降低管内大面积空化的风险,有利于防止断流弥合水锤的发生,但由于自身容积等的限制,很难阻止局部空化的发生。

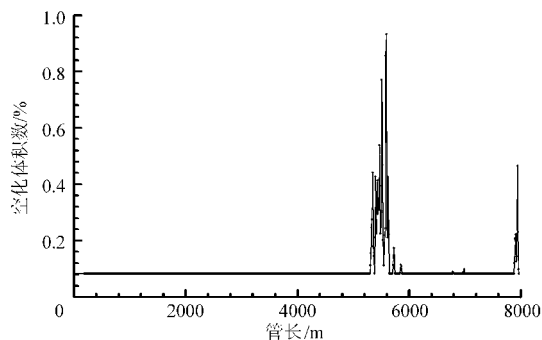


图4 沿程空化体积数

Fig.4 Cavitating volume along the pipe line

3 结论

(1)在主管进口段泄压阀的泄压作用下,起到抑制主管道的水锤压力升高的作用,因此在压力管道上安装超压泄压阀是十分必要的。

(2)由于管线沿程起伏变化,局部凸起段处压力急剧降低,当最小水锤压力降至汽化压力时,局部凸起段处水体开始空化,即理论上所为的“水柱分离”现象,因此设计中采用空气阀门进、排气是合理的和必要的。但从计算结果看,管内仍存在局部空化现象。因此进一步优化空气阀的布置密度和位置是十分必要的,如在易空化段增加布置密度,在不易空化段降低布置密度。

(3)在二阶段缓闭蝶阀、泄压阀和空气阀的安全防护措施下,二阶段缓闭蝶阀作为压力管道的主要安全防护手段,因管路太长,利用该蝶阀防护水锤是必要的。但最小水锤压力与二阶段缓闭蝶阀关闭时间及规律的相互关系,还值得进一步详细研究,以找到最优的关闭方式。

参考文献

- 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. (in Chinese)
- 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. (in Chinese)
- 刘梅清,冯卫民,刘志勇,等.江西省九江市第三水厂水源泵站水锤计算分析及防护技术研究[R].武汉:武汉大学, 2000.
Liu Meiqing, Feng Weimin, Liu Zhiyong, et al. Research report of water hammer analysis and prevention measure of water sources pumping station of tertiary waterworks in Jiujiang City of Jiangxi Province[R]. Wuhan: Wuhan University, 2000. (in Chinese)
- 郑源,屈波,张健,等.有压输水管道系统含气水锤防护研究[J].水动力学研究与进展A, 2005, 20(4): 436~441.
Zheng Yuan, Qu Bo, Zhang Jian, et al. Research on water hammer protection with gas in pressurized hydraulic pipeline system[J]. Journal of hydrodynamics A, 2005, 20(4): 436~441. (in Chinese)

- 3 沙毅,施卫东,王助良,等. 无堵塞泵水力设计及试验研究[J]. 农业机械学报,2005,36(8):62~66.
Sha Yi, Shi Weidong, Wang Zhuliang, et al. Hydraulic design of non-clogging pump and experimental research on its characters[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2005, 36(8): 62~66. (in Chinese)
- 4 杨敏官,高波,刘栋,等. 旋流泵内部盐析两相流速度场的 PDPA 实验[J]. 工程热物理学报,2008,29(2):237~240.
Yang Minguan, Gao Bo, Liu Dong, et al. Experiment investigation of salt-out two-phase flow in a vortex pump by PDPA measurement[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2008, 29(2): 237~240. (in Chinese)
- 5 Hideki Ohba, Yukitoshi Nakashima, Kazuaki Shiramoto, et al. A study on internal flow and performance of a vortex pump; part 1 theoretical analysis[J]. Bulletin of the JSME, 1983, 26(216): 999~1006.
- 6 陈红勋. 旋流泵叶轮内部旋转流场的测试[J]. 农业机械学报,1996,27(1):49~54.
Chen Hongxun. Measurement of rotating flow field within the impeller of vortex pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 1996, 27(1): 49~54. (in Chinese)
- 7 夏朋晖,刘树红,吴玉林. 旋流泵主流道三维定常流场的数值模拟[J]. 工程热物理学报,2006,27(5):420~422.
Xia Penghui, Liu Shuhong, Wu Yulin. Numerical simulation of steady flow in vortex pumps[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2006, 27(5): 420~422. (in Chinese)
- 8 施卫东,汪永志,孔繁余,等. 旋流泵无叶腔内部流场数值模拟[J]. 农业工程学报,2005,21(9):72~75.
Shi Weidong, Wang Yongzhi, Kong Fanyu, et al. Numerical simulation of internal flow field within the volute of vortex pump [J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2005, 21(9): 72~75. (in Chinese)
- 9 赵万勇,李易松,王振,等. 旋流泵中颗粒运动方程的探讨[J]. 兰州理工大学学报,2007,33(6):47~49.
Zhao Wanyong, Li Yisong, Wang Zhen, et al. Inquiry into equation of particles motion in vortex pump [J]. Journal of Lanzhou University of Technology, 2007, 33(6): 47~49. (in Chinese)
- 10 Pisasale A J, Ahmed N A. A novel method for extending the calibration range of five-hole probe for highly three-dimensional flows[J]. Flow Measurement and Instrumentation, 2002, 13(1~2): 23~30.
- 11 杨敏官,王军锋,罗惕乾,等. 流体机械内部流动测量技术[M]. 北京:机械工业出版社,2006.
- 12 Schivley G P. An analytical and experimental study of a vortex pump[J]. ASME, Journal of Basic Engineering, Ser. D, 1970, 92(4): 889~900.
- 13 沙毅,李金磊,刘祥松,等. 自吸旋涡泵变转速性能与内部流场试验[J]. 农业机械学报,2009,40(12):119~124.
Sha Yi, Li Jinlei, Liu Xiangsong, et al. Self-priming vortex pump variable speed performance and internal flow test [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(12): 119~124. (in Chinese)

(上接第 66 页)

- 5 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]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(6): 85~89. (in Chinese)
- 6 杨玉思,闫明. 消减断流弥合水锤及气囊运动升压的最佳方式[J]. 中国给水排水,2006,22(4):44~47.
Yang Yusi, Yan Ming. The best way to alleviate water hammer of cavities collapsing and pressure rising incurred by air pocket motion[J]. China Water & Wastewater, 2006, 22(4): 44~47. (in Chinese)
- 7 王为民,吕宏兴,殷彦平. 山西省禹门口工业供水工程停泵水锤的数值模拟[J]. 水利与建筑工程学报,2006,4(3):67~69.
Wang Weimin, Lü Hongxing, Yin Yanping. Numerical modeling of water hammer under power failure in Yunmenkou industrial water supply project of Shanxi Province[J]. Journal of Water Resources and Architectural Engineering, 2006, 4(3): 67~69. (in Chinese)