

水力式升船机阀后流道体型水力特性试验研究

王浩^{1,2}, 胡亚安², 严秀俊², 郭超², 李中华²

(1. 河海大学, 江苏南京 210098; 2. 南京水利科学研究所, 江苏南京 210029)

摘要: 依托一种全新的升船机形式——水力式升船机工程, 探讨其输水系统阀门的选型及活塞式流量调节阀的特点。通过比尺为 1:10.667 的常压及减压物理模型试验, 研究三岔管和突扩体两种阀后流道体型下的输水系统流量系数、阀后流道边壁脉动压强、阀门临界空化数以及阀后空化形态, 讨论了突扩体型的水力优越性。可为水力式升船机输水系统阀门段的水力设计与研究提供借鉴和参考。

关键词: 水力式升船机; 活塞式流量调节阀; 三岔管; 突扩体; 水力特性

中图分类号: U 642.2

文献标志码: A

文章编号: 1002-4972(2015)06-0100-06

Hydraulic characteristics of flow passage behind hydro-floating shiplift valves

WANG Hao^{1,2}, HU Ya-an², YAN Xiu-jun², GUO Chao², LI Zhong-hua²

(1. Hohai University, Nanjing 210098, China; 2. Nanjing Hydraulic Research Institute, Nanjing 210029, China)

Abstract: The hydro-floating shiplift is a new type of shiplift. Based on a hydro-floating shiplift project, we probe into the selection of filling and emptying system valve and the characteristics of plunger valve. With a scaled 1:10.667 physical model, we research the flow coefficients, wall fluctuating pressure, critical cavitation number and cavitation form of the sudden enlargement and three-branch pipe, and explore the hydraulic priority of the sudden enlargement design for the flow passage behind valve. This study provides reference for the research and design of the valve section of hydro-floating shiplift filling and emptying system.

Keywords: hydro-floating shiplift; plunger valve; three-branch pipe; sudden enlargement; hydraulic characteristics

水力式升船机是一种区别于传统的电力驱动的钢丝绳卷扬提升式和齿轮齿条爬升式的全新的升船机形式。其基本工作原理是使用质量和体积合适、可在竖井内自由升降的浮筒作为平衡重, 钢丝绳绕过卷筒连接浮筒和承船厢, 通过向竖井内灌泄水来控制浮筒升降从而驱动承船厢升降^[1-2]。输水管道系统采用有压钢管, 分为充水管道系统和泄水管道系统两部分, 其控制阀门是控制升船机运行的关键节点。某水力式升船机工程在实际运行过程中, 输水系统阀门段出现了较为突出的空化等高速水流水力学问题, 成为制约升船机平稳安全运行的关键因素。依托该工程, 研

究水力式升船机阀门段不同流道体型设计及其水力特性, 具有重要的参考意义与应用价值。

1 阀门选型及阀门段流道体型设计

水力式升船机输水系统阀门段要面对不间断运行、频繁调节、高流速、大压降、高空化风险的恶劣工况, 其流道体型设计和阀门选型是水力式升船机工程设计的重要内容。

该水力式升船机工程充水管道系统的有压钢管直径为 2 500 mm, 阀门段采用 1 个主阀、2 个辅阀共 3 阀并联的形式, 主管道与 3 个并联阀门通过两段三岔管实现连接 (图 1)。3 个阀门均选

收稿日期: 2014-11-19

作者简介: 王浩 (1989—), 男, 硕士研究生, 从事通航建筑物水力学方面的研究。

用活塞式流量调节阀。此型阀门的特点是利用活塞状圆柱体在阀腔内的轴向运动来实现流量调节,水流在阀腔内的断面呈环状,在阀门出口处向轴心收缩形成射流,可最大程度避免因节流而造成的空蚀空化问题。为了实现不同的阀门流量特性和防空化要求,活塞式流量调节阀采用不同型号的出口调流部件,从而分为不同子型号。主阀采用 VAG RIKO Plunger Valve DN1600/PN10 SZ30% ~ 20% 活塞式流量调节阀(图2),公称直径 1 600 mm,出口调流部件为 SZ 30% ~ 20%,其水流特点是:小开度时为侧孔口出流、大开度时为主流道出流;辅阀采用 VAG RIKO Plunger Valve DN1600/PN10 SZ20 活塞式流量调节阀(图3),除出口调流部件改为 SZ20 外,其余部分与主阀相同,其水流特点为在各个开度时均为侧孔口出流。

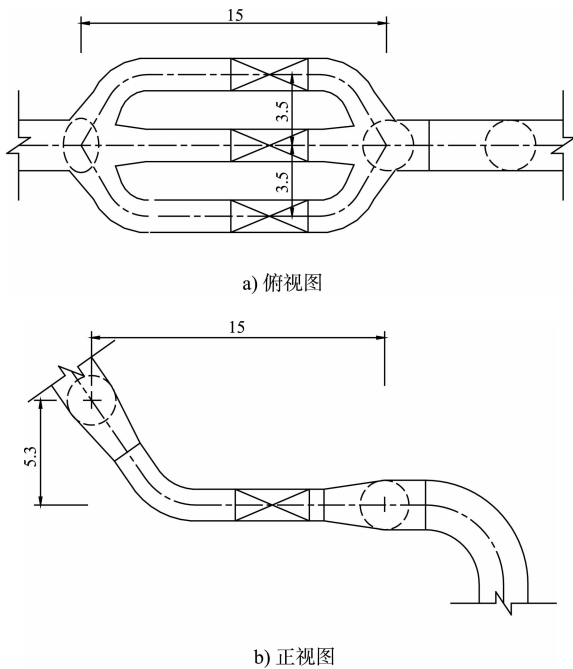


图1 水力式升船机阀门段流道体型(单位:m)

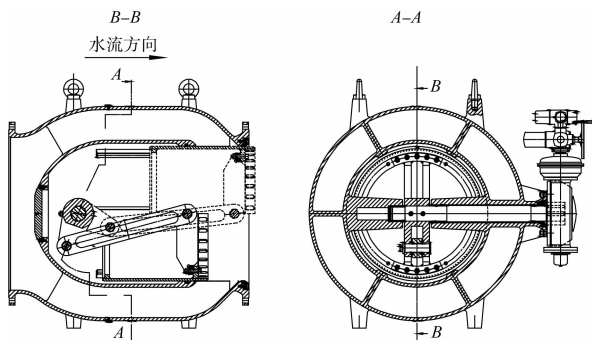


图2 主阀结构

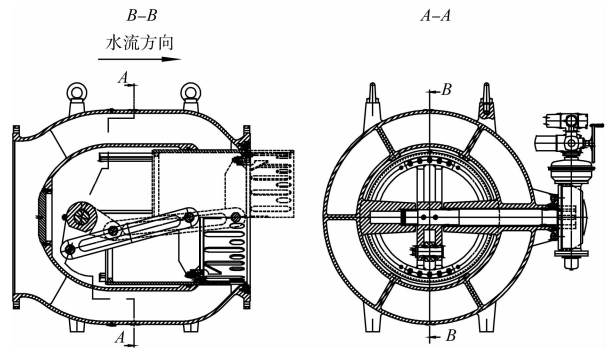


图3 辅阀结构

2 物理模型设计

物理模型依托该水力浮动式升船机工程充水管道系统按照 1:10.667 比尺进行设计,模型范围为该升船机充水管道系统上游引航道进水口至充水管道系统终点(图4)。模型满足重力相似准则和空化相似准则,试验分别在常压环境和减压环境中进行。阀门采用与原型阀门同厂家同类型产品,且要求模型阀门与原型阀门流量系数及空化数相同。试验采用恒定流的试验方法,控制参数为阀门开度和竖井水位。模型上游水库模拟原型上游引航道水域,采用固定的平水槽维持恒定水位来模拟上游最高通航水位 602.00 m;模型下游水库模拟原型升船机竖井,可通过调节下游水库的放空阀门来达到试验的水位要求。

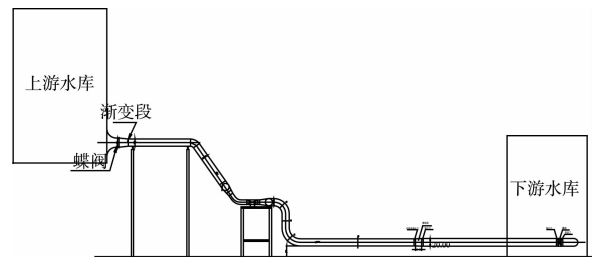


图4 物理模型

为了对水力式升船机输水系统不同阀后体型的水力特性进行对比研究,在原型升船机输水系统阀后三岔管流道体型(图1)基础上,借鉴船闸输水系统采用阀后突扩廊道体型来改善阀门段水流条件的相关研究成果^[3-4],进一步设计了矩形突扩厢体的阀后流道体型对比研究方案。矩形突扩厢体模型尺寸为 956 mm × 534 mm × 300 mm,折算原型尺寸为 10.2 m × 5.7 m × 3.2 m(图5)。

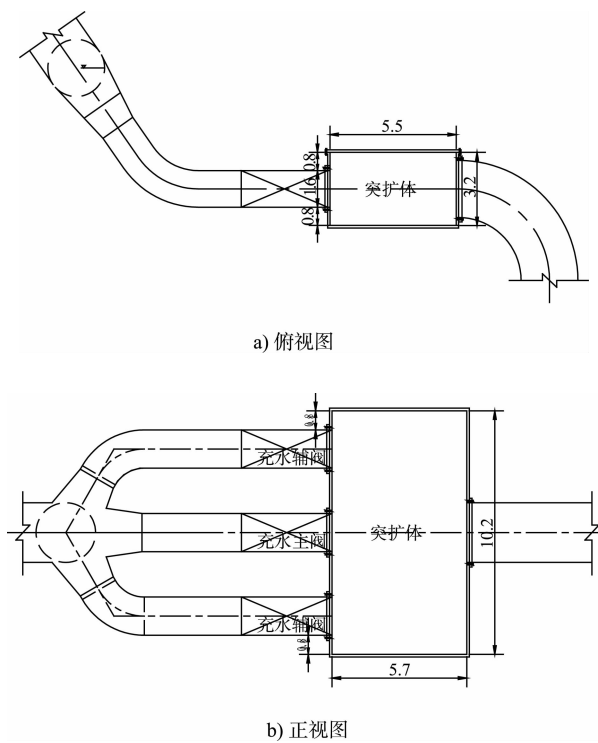


图5 物理模型阀门段 (单位: m)

3 阀后流道体型及其水力特性

3.1 输水系统流量系数

流量系数是衡量输水系统过流能力的重要指标,是输水系统设计的重要参数。以输水管道断面平均流速为表征的输水系统流量系数 μ_c 定义为:

$$\mu_c = \frac{Q}{A \sqrt{2g\Delta h}} \quad (1)$$

式中: Q 为输水系统体积流量 (m^3/s); A 为输水管道断面面积 (m^2); Δh 为上游水库与下游水库水头差 (m); g 为重力加速度 (m/s^2)。

图6a)为主阀单独开启情况下输水系统的流量系数与主阀开度的关系,可以看出两种体型方案下输水系统的流量系数相差很小,只在主阀开度 $n_1 = 1.0$ 时出现6.5%的差别。图6b)为辅阀单独开启情况下输水系统的流量系数与辅阀开度的关系,可以看出两体型方案下输水系统流量系数依然差别很小,在辅阀开度 $n_2 = 1.0$ 情况下出现最大差值6.4%。以上结果说明阀门是输水系统过流能力的控制性因素,阀后流道体型对输水系统过流能力无较大影响,在大开度时矩形突扩箱体

的非流线型设计较三岔管体型的流线型设计对水流的阻滞作用稍强。

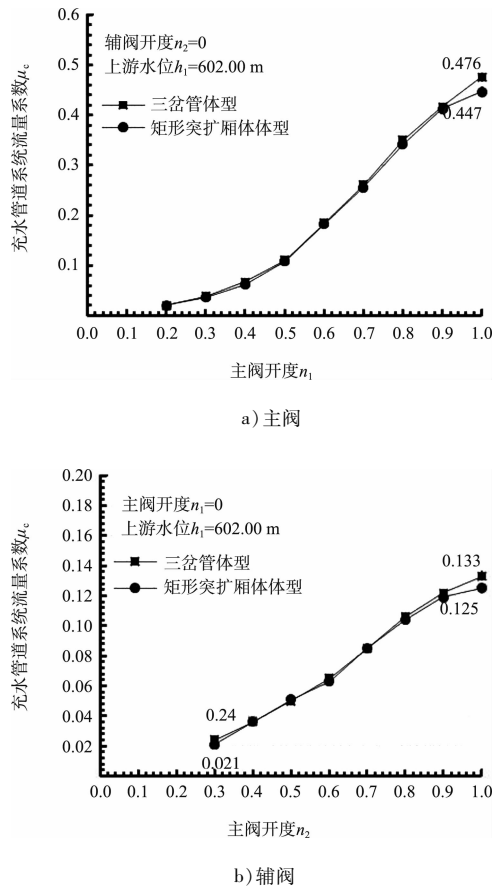


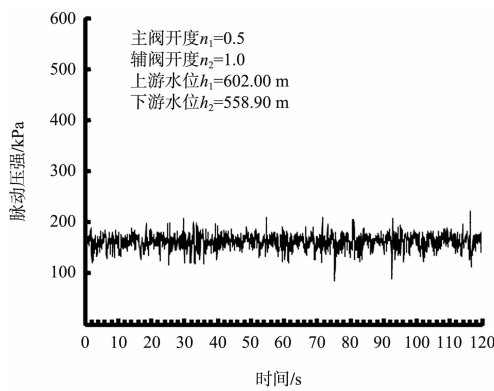
图6 阀门开度与输水系统流量系数关系

3.2 阀后流道边壁脉动压强

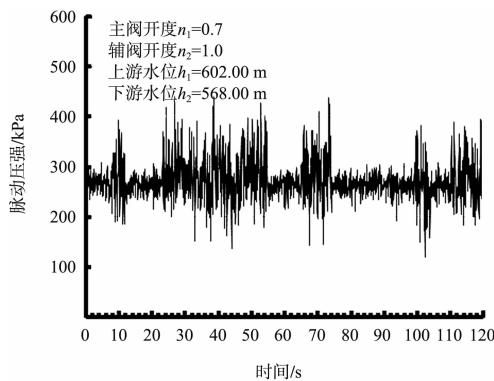
剧烈的压强脉动是高速水流的显著特征之一。对流道边壁脉动压强进行幅域分析,分析其时均值、均方根值等统计特征值,是研究高速水流紊动特性的重要手段,也是流道体型设计关注的重要指标。

从该水力式升船机工程阀门开启过程中截取3个典型工况,即主阀开度 $n_1 = 0.5、0.7、0.8$,辅阀开度 $n_2 = 1.0$,上游引航道水位 $h_1 = 602.00 \text{ m}$,竖井水位 $h_2 = 558.90、568.00、569.26 \text{ m}$,分析3种工况、2种体型下边壁脉动压强时间过程。图7为主阀轴线后0.4 m处流道顶部边壁脉动压强时间过程线。在相同工况下,两种体型方案阀后流道顶部边壁脉动压强时均相差不大,差别在10%以内。但是,压强脉动强度差别明显:对于三岔管体型方案,主阀开度 $n_1 = 0.5$ 、下游水位 $h_2 = 558.90 \text{ m}$ 工况下动水压强脉动较弱,均方根

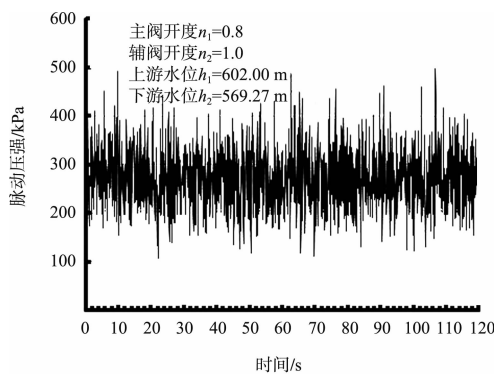
值为 14.70 kPa; 主阀开度 $n_1 = 0.7$ 、 $h_2 = 568.00$ m 工况下出现间歇性剧烈压强脉动, 但周期性不明显, 均方根值达到 32.34 kPa, 反映出阀后水流流态的不稳定性; 开度 $n_1 = 0.8$ 、 $h_2 = 569.26$ m 工况下阀后出现持续性剧烈压强脉动, 其均方根值进一步增大到 58.80 kPa。而在上述 3 种工况下, 矩形突扩厢体体型方案相应测点均未出现动水压强剧烈脉动现象, 反映出该体型在改善由阀后高速射流带来的流道边壁压强脉动等方面具有显著优势。



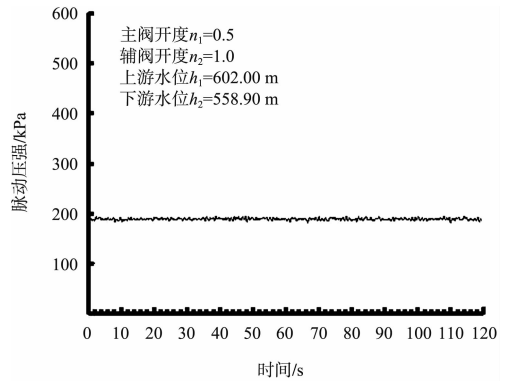
a) 主阀开度 $n_1=0.5$ 工况三岔管



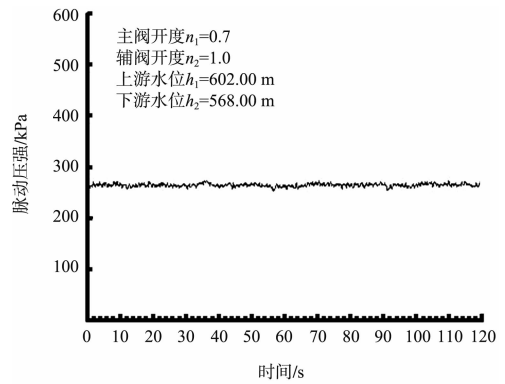
b) 主阀开度 $n_1=0.7$ 工况三岔管



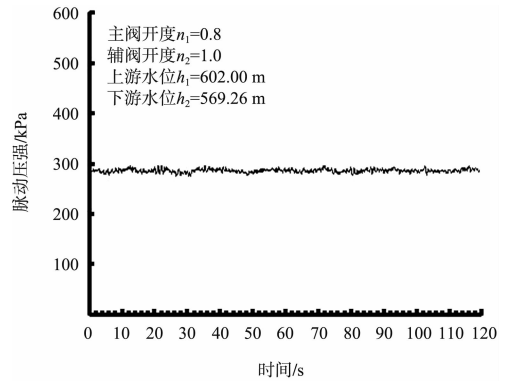
c) 主阀开度 $n_1=0.8$ 工况三岔管



d) 主阀开度 $n_1=0.5$ 工况矩形突扩厢体



e) 主阀开度 $n_1=0.7$ 工况矩形突扩厢体



f) 主阀开度 $n_1=0.8$ 工况矩形突扩厢体

图 7 阀后流道边壁脉动压强

图 8 为主阀开度 $n_1 = 0.7$ 、辅阀开度 $n_2 = 1.0$ 、上游引航道水位 $h_1 = 602.00$ m、竖井水位 $h_2 = 568.00$ m 工况下主阀后流道顶部边壁脉动压强时均值、均方根值的空间分布情况。由于阀后流道边壁动水压强时均值主要由上下游水位及阀门开度决定, 故两种体型方案对应测点处的脉动压强时均值较为接近, 相差 7% 以下。三岔管体型下, 脉动压强时均值在阀后 0.9 m 附近出现最小值 260.11 kPa, 之后随着行程的增加上升至 281.34 kPa, 而矩形突扩厢体体型则沿程更为均

匀,基本在 263 ~ 273 kPa。两种体型脉动压强均方根值分布差别较为明显。三岔管体型下,主阀后射流与流道边壁相互作用造成剧烈的压强脉动,主阀门后 0.4 m 处流道顶部边壁脉动压强均方根值达到 32.60 kPa,但沿程迅速减弱,至主阀后 5.2 m 即三岔管出口处仅剩 7.18 kPa;矩形突扩厢体型下,由于阀门射流与矩形突扩厢体内的水体进行了充分的混掺消能,且射流与边壁之间有一定体积的水体作为缓冲,突扩厢体顶部相应位置处的压强脉动较三岔管体型方案大为减弱,各测点脉动压强均方根值均在 10 kPa 以下,沿程稍有增大,在主阀后 5.2 m 即突扩厢体出口处与三岔管体型趋于同值。显然,突扩厢体体型较三岔管体型在减弱边壁压强脉动、降低结构极端荷载、降低结构物振动风险等方面具有显著优势。

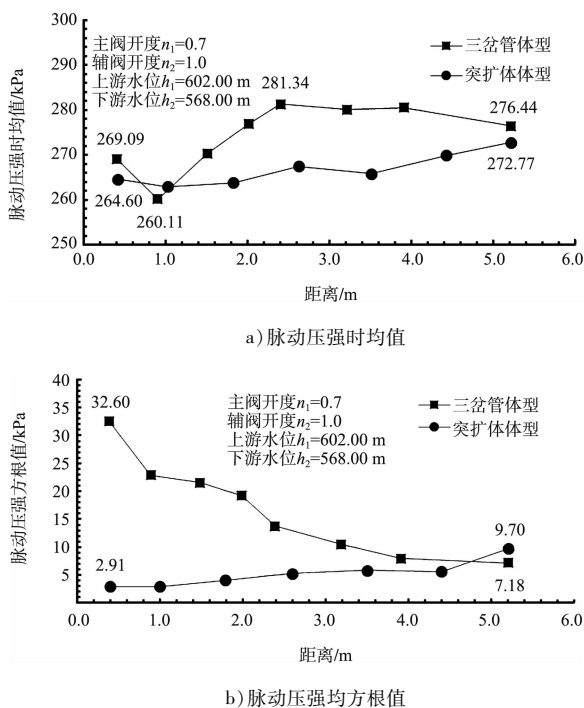


图8 主阀后不同距离流道边壁脉动压强

3.3 阀门临界空化数

空化数是判断特定边界和水流条件下空化是否发生的无量纲参数,本试验所采用的活塞式流量调节阀的空化数定义为:

$$K = \frac{P_2 + P_{at} - P_d}{P_1 - P_2 + \frac{\rho v^2}{2}} \quad (2)$$

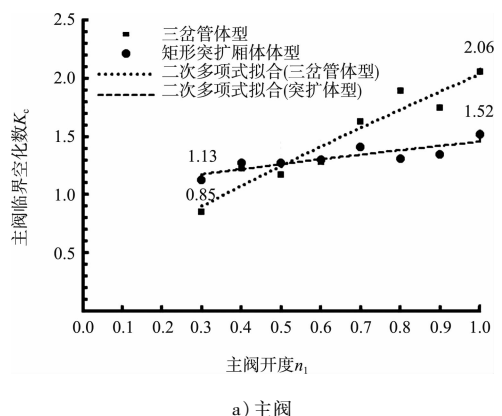
式中: P_1 为阀前参考断面特征压强 (Pa); P_2 为

后参考断面特征压强 (Pa); P_{at} 代表当地大气压强 (Pa); P_d 代表当地饱和蒸汽压强 (Pa); v 为参考断面特征流速 (m/s)。研究阀后流道体型空化特性的试验在大型减压箱中进行,通过控制减压箱中的真空度可以控制阀门的空化状态、测定相关参数并计算阀门临界空化数。

由于主阀、辅阀所采用的出口调流部件有所差别,故其临界空化数呈现出不同的变化规律。对于主阀,其采用的是短型带孔圆柱出口调流部件(图2),在中小开度时阀口出流为孔口出流,阀后体型对阀门空化状态的影响较小,故两种体型方案下临界空化数较为接近(图9a);在大开度时为主流道出流,阀后流道体型对阀门空化状态影响较大,故两方案的临界空化数呈现出了一定差别,且三岔管体型较矩形突扩厢体型临界空化数为大,主阀开度 $n_1 = 1.0$ 时,相差 30% ~ 40%,说明主阀在三岔管体型方案下更易发生空化现象。对于辅阀,由于其采用的是标准型带孔圆柱出口调流部件(图3),故在各开度范围内阀口出流均为侧孔口出流,阀后流道体型对阀门空化状态的影响较小(图9b),两种方案下阀门各开度对应的临界空化数相差不大,差别在 20% 以内。总体趋势上,在两种体型方案下,辅阀临界空化数均较主阀临界空化数为大,说明辅阀相对于主阀显示出更高的空化风险。

3.4 阀后空化形态

保持相同的上下游水库水位和减压箱真空度,观察两种体型下的阀后空化形态。由于主阀辅阀同时开启时,其阀后空泡区域相互重合,不利于观察,故试验采用主阀单独开启和辅阀单独开启的工况对阀后空化形态进行观察。



a) 主阀

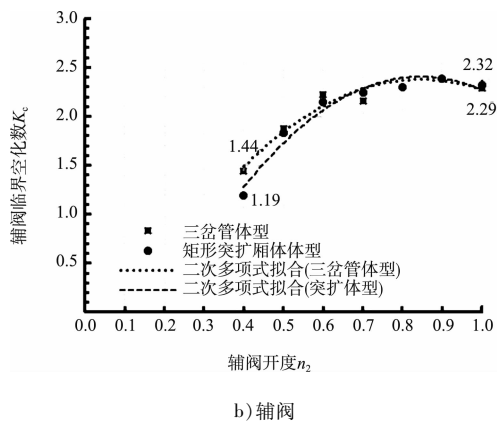


图9 阀门临界空化数

在主阀开度 $n_1 = 1.0$ 、辅阀开度 $n_2 = 0$ 工况下,两种方案阀后均可观察到明显的空化现象(图10),在阀后一定区域范围内均观察到明显的空泡群。由于主阀采用的出口调流部件设计为大开度下主流道出流,且主阀轴线与下游主管道的轴线重合,故主阀在满开度下阀后呈现大流量射流,在阀后沿水流方向较长范围内出现空泡群。三岔管体型下,空泡群占满了主阀后整个流道断面(图10),其中贴附边壁的空泡在溃灭时会对边壁造成冲击,造成流道边壁空蚀破坏及结构物振动。矩形突扩厢体型下,主阀后虽然也存在大量空泡,但其均存在于水体内部,空泡区域边界距离矩形突扩厢体边壁尚有一定距离,空泡溃灭的冲击波在水体内部得到了缓冲,故边壁的空蚀破坏概率大大降低。

在主阀开度 $n_1 = 0$ 、辅阀开度 $n_2 = 1.0$ 工况下,两种体型方案阀后空泡区呈现出较大差异(图11)。由于辅阀采用的出口调节部件设计为大开度下仍为侧孔口出流,故流量和阀后射流长度均较主阀为小。三岔管体型下,辅阀后为弯管,辅阀满开度下的小流量射流受到弯管边壁的限制和影响,形成螺旋状前进水流,空泡分布范围较同体型下主阀为小,但依然延伸至边壁,贴附边壁的空泡溃灭依然会对边壁造成空蚀破坏并加剧结构物振动。矩形突扩厢体型下,辅阀后一定空间范围内同样出现了空泡群,但其范围远小于同体型下主阀,且与边壁之间有较大体积的水体作为缓冲,使得辅阀后流道边壁发生空蚀破坏的概率较小。

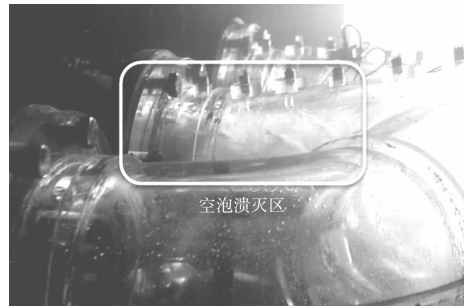


图10 主阀后空泡溃灭情况



图11 辅阀后空泡溃灭情况

4 结论

1) 输水系统流量系数主要由阀门的开度决定,阀后流道体型的改变对输水系统的过流能力影响不大,两种阀后体型下输水系统流量系数相差仅在6%左右。(下转第110页)