

DOI: 10.13476/j.cnki.nsbtdqk.2019.0150

黄伟,康青,李世曙,等. 阀门特性对泵站水力过渡过程的影响[J]. 南水北调与水利科技, 2019, 17(6): 187-192. HUANG W, KANG Q, LI S S, et al. Analysis of the effect of valve characteristics on hydraulic transition process of pumping station[J]. South-to-North Water Transfers and Water Science & Technology, 2019, 17(6): 187-192. (in Chinese)

## 阀门特性对泵站水力过渡过程的影响

黄伟<sup>1</sup>, 康青<sup>1</sup>, 李世曙<sup>1</sup>, 朱语欣<sup>1</sup>, 闫峰<sup>1</sup>, 李甲振<sup>2</sup>

(1. 南昌大学 建筑工程学院, 南昌 330031; 2. 中国水利水电科学研究院 水力学所, 北京 100038)

**摘要:**在泵站有压管道输水过程中,控制阀用于防止事故停泵时的水泵飞逸反转,但不可避免地引发关阀水锤,对输水管道不利。因此,何种阀门特性不但能够有效防止水泵飞逸反转,而且对于控制关阀水锤最为有利成为了研究重点。通过理论推导,建立了水泵出口控制阀门的相对流量系数与阀门相对开度的理想关系模型。继而,以实际工程为例,通过水力过渡过程数值模拟,对比分析了几种典型的阀门特性,评估了提出的理想阀门特性的水锤控制效果。结果表明,控制阀特性是泵站水力过渡过程的重要影响因素,理想的控制阀特性应为下凹形特性。当水泵出口控制阀门采用上凸特性时,阀门出口的最大水压很大,应避免选用;当水泵出口控制阀门具有下凹的理想特性时,同样的关阀条件下阀门出口的最大水压显著降低。此外,理想阀门特性对于提高管路沿线最小水压也是有利的,有效避免了负压的产生。提出的控制阀理想特性模型可为调水工程中水泵出口控制阀的选型提供重要的理论支撑。

**关键词:**停泵水锤;泵站;控制阀;阀门特性;边界条件

中图分类号:TV674 文献标志码:A 开放科学(资源服务)标识码(OSID):



### Analysis of the effect of valve characteristics on hydraulic transition process of pumping station

HUANG Wei<sup>1</sup>, KANG Qing<sup>1</sup>, LI Shishu<sup>1</sup>, ZHU Yuxin<sup>1</sup>, YAN Feng<sup>1</sup>, LI Jiachen<sup>2</sup>

(1. School of Architectural Engineering, Nanchang University, Nanchang 330031, China;

2. Department of Hydraulics, China Institute of Water Resources and Hydropower Research, Beijing 100038, China)

**Abstract:** The control valve is used to protect water pump from falling back when pump is stopped accidentally. But it is inevitable to cause water hammer which is unfavorable to the water pipe line. Therefore, valve characteristic which can not only effectively prevent the pump from runaway but is also valid for controlling the valve-closure water hammer should become the research priorities. Firstly, an ideal relationship model between the non-dimensional flow coefficient of pump outlet valve and relative valve opening was theoretically derived. Then, through the hydraulic transient simulations of practical engineering, several typical valve characteristics were compared, and the proposed water hammer control effect of ideal valve characteristic was evaluated. The results showed that the control valve characteristic was an important factor affecting the hydraulic transient of pump station, and the ideal characteristic should be concave. The pump outlet valve with convex characteristic should not be selected because the maximum outlet pressure was large. When the pump outlet valve had ideal concave characteristic, the maximum pressure at the valve outlet decreased significantly under the same valve closing condition. In addition, the ideal valve was also beneficial for improving the minimum pressure along the pipeline and prevents the form of negative pressure. The ideal

收稿日期:2019-02-11 修回日期:2019-07-11 网络出版时间:2019-07-18

网络出版地址: <http://kns.cnki.net/kcms/detail/13.1334.TV.20190717.1412.010.html>

基金项目:国家重点研发计划(2016YFC0401808);国家自然科学基金(51909115);江西省自然科学基金(20192BAB216038);中国水利水电科学研究院流域水循环模拟与调控国家重点实验室开放研究基金(IWHR-SKL-KF201904)

作者简介:黄伟(1990—),男,江西高安人,讲师,博士,主要从事水力学方面的研究。E-mail: huangwei0214@ncu.edu.cn

characteristic model of control valve can provide important theoretical support for the selection of pump outlet control valve in water diversion project.

**Key words:** pump-stop water hummer; pump station; control valve; valve characteristic; boundary condition

我国水资源虽然总量丰富,但在空间上分配极不均衡,因此,兴建了一大批诸如南水北调、引黄济青、引滦入津、引江济淮等著名的大型调水工程,为我国经济建设和民生保障做出了巨大贡献。但是,在调水工程中,由于事故停泵或阀门快速启闭引发的水力过渡过程是调水工程安全运行最主要的威胁之一。控制阀是泵站输水系统中的主要装置,它安装在水泵出口处,主要用于事故停泵时,在重力或液压系统的作用下自动关闭,防止水倒流冲击水泵引起飞逸反转破坏机组。但是如果选型不当或阀门关闭规律不良容易造成严重的关阀水锤,威胁调水工程的运行安全<sup>[1]</sup>。控制阀在泵站防护中的应用较早,经历了从传统的普通止回阀、防水锤止回阀,到防水锤偏心蝶阀、偏心球阀、偏心半球阀、多功能水泵控制阀以及两阶段液控蝶阀、液控球阀等过程,这些都表明人们对控制阀的水锤防护性能日益重视<sup>[2]</sup>。

自 1970 年 Propson<sup>[3]</sup> 提出阀调节理论以来,通过调节阀门控制管道中的水力瞬变过程成为了研究方向。随后, Gillessen<sup>[4]</sup>、陈明<sup>[5]</sup> 和 Choi 等<sup>[6]</sup> 进一步对阀门调节理论应用于阀门启闭及事故停泵等情况下的水锤防护进行了详细论述。杨丽明等<sup>[7]</sup> 对泵站输水工程中缓闭止回阀的使用范围进行了分析,并针对有无设置气压式调压室的不同泵站,分析了缓闭止回阀的水锤防护效果。王念慎等<sup>[8]</sup> 对多功能水泵控制阀的设计原理进行了阐述,这种阀门在其主阀板上留有泄流孔。在发生事故停泵时,主阀板以较快速度关闭,允许一部分水流通过泄流孔泄流,最后再通过可调节流速的旁通管控制泄流孔的关闭时间。这样既能保证较小流量的倒转水流不至于使水泵的反转速度过大,又能缓和关阀带来的水锤冲击。王学芳等<sup>[9]</sup> 在专著《工业管道中的水锤》一书中指出了传统普通止回阀在水锤防护方面的缺陷,并详细阐述了防水锤型止回阀和防水锤型偏心蝶阀的结构特点、阻力特性试验以及关阀特性优化等研究。Zhu 等<sup>[10]</sup> 还研究了利用优化的复合型空气阀设置参数和两阶段液控蝶阀联合控制停泵水锤,取得了良好效果。王丽<sup>[11]</sup>、郭亚丽等<sup>[12]</sup> 均针对两阶段缓闭式液控阀的水锤防护特性,分析研究了两阶段关闭规律优化问题,对快关时间、快关角度、慢关时间和慢关角度对阀门出口水压以及沿程压力包络的影响

进行了分析,提出的最优关闭规律均能在一定的关闭时间内,有效降低关阀时产生的水击压力,但研究多针对某一特定工程,难以直接套用于其他工程。从上述研究可以看出,目前对控制阀的水锤防护研究多集中于控制阀的结构设计优化以及关闭规律的优化方面,对于控制阀理想阻力特性的研究较少。TÓrdal<sup>[13]</sup> 和 Kodura<sup>[14]</sup> 也对压力管道的水力瞬变过程进行了研究,认为阀门的关阀特性是模拟关阀水锤的关键,它的误差是造成水力过渡过程数值模拟结果与实验结果偏差较大的重要原因之一。杨开林等<sup>[15]</sup> 针对高落差的重力流输水工程中的水锤防护难题,提出了一种能够有效控制水击压力的多喷孔套筒式调流阀的设计原理,可显著改善管道中水击压力情况或缩短阀门控制时间,给泵站有压管道输水工程的水击控制提供了一个新思路。

本文以水泵出口控制阀为研究对象,通过理论推导和数值模拟相结合的研究手段,建立水泵出口控制阀门的相对流量系数与阀门相对开度的理想关系模型,保证事故停泵阀门关闭过程中既能抑制水泵机组的飞逸反转,又能使得水击压力不至上升过高。并且通过数值模拟分析阀门特性对泵站水力过渡过程的影响,对比分析几种典型的阀门特性,验证提出的理想阀门特性的水锤控制效果。研究成果对于调水工程中控制阀的合理选型,以及改进控制阀设计理念具有重要的指导意义。

## 1 数学模型

### 1.1 管道水击方程

泵站压力管路中水流动态特性可由水流运动方程和连续方程等一对偏微分方程组来描述,利用特征线法可将其转化为如下所示的有限差分方程,也称为相容性方程<sup>[16]</sup>,表达式为

$$C^+ \quad H_{pi} = C_p - B_p Q_{pi} \quad (1)$$

$$C^- \quad H_{pi} = C_m + B_m Q_{pi} \quad (2)$$

式中:  $H_{pi}$ 、 $Q_{pi}$  分别为  $t$  时刻的未知水头和流量;  $C_p = H_{i-1} + BQ_{i-1}$ 、 $C_m = H_{i-1} - BQ_{i-1}$ 、 $B_p = B + P|Q_{i-1}|$ 、 $B_m = B + R|Q_{i+1}|$  是  $t - \Delta t$  时刻的已知量; 其中  $i$  为管道内计算截面的编号;  $B = a/(gA)$ 、 $R = f\Delta x/(2gDA^2)$ ;  $a$  为水击波速(m/s);  $g$  为重力加速度(m/s<sup>2</sup>);  $A$  为断面面积(m<sup>2</sup>);  $f$  为摩阻系数;  $D$  为

管路直径(m); $\Delta x$  为空间步长(m); $\Delta t$  为时间步长(s)。

### 1.2 水泵边界条件

水泵的边界条件可由力矩平衡方程和水头平衡方程来描述,它们是一组非线性方程,在求解时需要运用水泵的全特性曲线。

#### 1.2.1 水泵的全特性曲线

由于水泵主要工况参数之间的关系复杂,难以直接用数学函数表达,而通过将转轮模型试验测得的离散数据点绘制成曲线的方式来表达,这种描述不同运行工况下水泵的过流量 $Q$ 、水头 $H$ 、转速 $N$ 和力矩 $M$ 等工况参数相互之间关系的曲线,称为全特性曲线。为了方便数值求解,通常需要对全特性曲线开展相应的数学变换。采用常用的 Suter 变换,它的变换形式为

$$WH(x) = \frac{h}{q^2 + n^2} \quad (3)$$

$$WB(x) = \frac{m}{q^2 + n^2} \quad (4)$$

$$\begin{cases} x = \arctan \frac{q}{n} & n \geq 0 \\ x = \pi + \arctan \frac{q}{n} & n < 0 \end{cases} \quad (5)$$

式中: $h = H/H_r$  为相对水头; $q = Q/Q_r$  为相对流量; $n = N/N_r$  为相对转速, $N$  为转速(r/min); $m = M/M_r$  为相对力矩, $M$  为水泵的轴力矩(N·m);下标 $r$  代表额定值。

由于转轮全特性模型试验耗时耗力,多数情况下,水泵厂家不提供水泵的全特性曲线。这时,可利用现有的水泵全特性曲线数据插值获得。一般而言,比转速相同的水泵是相似的,其全特性曲线相近,Suter 变换保持了水泵的相似关系。水泵比转速的定义为

$$n_s = \frac{3.65N\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (6)$$

对于双吸泵,应以 $Q/2$ 代替式(6)中的 $Q$ 计算水泵的比转速。

#### 1.2.2 力矩平衡方程

水泵机组的瞬时力矩可表示为

$$n = n_0 + \frac{m_g + m_{g_0} - (m + m_0)}{2T_a} \Delta t \quad (7)$$

式中:下标 $0$ 代表 $t = t_0$ 时刻; $m_g = M_g/M_r$  为电磁阻力矩相对值; $M_g$  为电磁阻力矩(N·m); $T_a$  为机组惯性时间常数(s)。

当水泵机组事故断电时,电磁阻力矩 $M_g = 0$ ,则由式(7)可得

$$n = n_0 - \frac{m + m_0}{2T_a} \Delta t \quad (8)$$

#### 1.2.3 水头平衡方程

根据图1所示的水泵边界示意图和文献[17]可知,水泵水头可表示为

$$H_p = C_{m2} - C_{p1} + (B_{p1} + B_{m2})Q, q + C_h |q|q \quad (9)$$

式中:下标 $1,2$  分别代表出水管进口断面和吸水管出口断面; $C_h = Q_r^2 [1/(2gA_2^2) - 1/(2gA_1^2)]$ 。

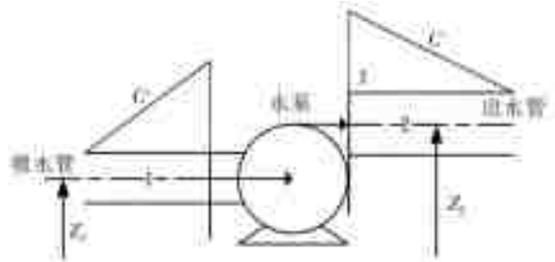


图1 水泵边界示意图

Fig. 1 Boundary conditions of pumps

联立式(3)至(5)、式(8)和(9),即可求出水泵节点的瞬态参数 $H_p$ 、 $Q_p$ 、 $N_p$ 和 $M_p$ 等。

## 2 水泵出口控制阀的理想特性

根据图2所示的泵站输水工程示意图,以水泵安装高程断面作为基准面,在进水池断面 $1-1$ 和出水池断面 $2-2$ 建立伯努利能量方程为

$$Z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 Q^2}{2gA_1^2} + H_t = Z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 Q^2}{2gA_2^2} + h_f + \Delta H \quad (10)$$

式中:下标 $1,2$  分别代表进、出水池断面; $Z$  为相对于基准断面的高程(m); $P$  为断面压强(Pa); $\rho$  为水的密度( $\text{kg}/\text{m}^3$ ); $\alpha$  为动能修正系数,一般可取 $1$ ;  $H_t$  为水泵的工作扬程(m); $h_f = SQ^2$  为管道水头损失(m); $S$  为管道阻抗系数; $\Delta H = \zeta Q^2 / (2gA_v^2)$  为控制阀水头损失(m); $\zeta$  为阀门阻力系数; $A_v$  为阀门流通面积( $\text{m}^2$ )。

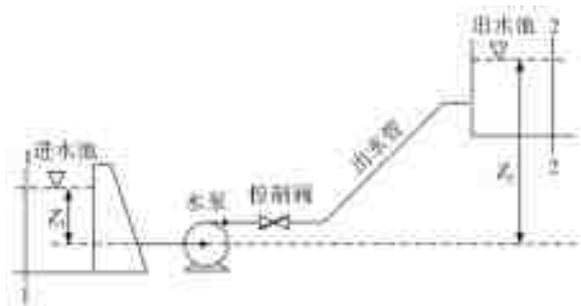


图2 泵站输水工程

Fig. 2 Layout of water conveyance system in a pump station

$P_1, P_2$  为进、出水池表面大气压力,由于进、出水池表面大气压力差别较小,可认为 $P_1 = P_2$ ;一般

而言,断面行近流速水头  $\alpha_1 Q^2 / (2gA_1^2)$ 、 $\alpha_2 Q^2 / (2gA_2^2)$  很小,可忽略不计。则由式(10)可得

$$H_t = \Delta Z + SQ^2 + \Delta H \quad (11)$$

式中:  $\Delta Z = Z_2 - Z_1$ 。

令  $\tau = \sqrt{\zeta_a / \zeta}$ , 则控制阀的水头损失可改写为

$$\Delta H = \frac{\Delta H_a}{Q_a} \frac{Q^2}{\tau^2} \quad (12)$$

式中: 下标  $a$  代表阀门全开;  $\tau$  为相对流量系数。

假定上、下游水位不变, 即  $\Delta Z = \text{Const}$ ; 当阀门全开时, 由式(11)可得

$$S = \frac{H_a - \Delta Z - \Delta H_a}{Q_a^2} \quad (13)$$

根据文献[15]的研究可知, 当阀门的过流量与阀门相对开度  $y$  呈线性关系时, 此时, 阀门在关闭过程中的流量变化平稳, 关阀水锤最小。因此, 可假设理想的情况为

$$Q = Q_a y \quad (14)$$

式中:  $y$  为阀门的行程相对开度。

将式(12)至(14)代入式(11), 移项可得

$$H_t = \Delta Z + (H_a - \Delta Z - \Delta H_a) y^2 + \frac{\Delta H_a}{\tau^2} y^2 \quad (15)$$

整理可得水泵出口控制阀相对流量系数  $\tau$  与相对开度  $y$  的理想关系为

$$\tau = y \sqrt{\frac{\Delta H_a}{H_t - \Delta Z - (H_a - \Delta Z - \Delta H_a) y^2}} \quad (16)$$

当阀门的初始开度不同, 水泵的工作扬程  $H_t$  也不同, 则根据式(16)可知, 控制阀的理想特性关系随初始开度变化而变化。当阀门初始开度为 1 时,  $H_t = H_a$ , 则有

$$\tau = y \sqrt{\frac{\Delta H_a}{H_a - \Delta Z - (H_a - \Delta Z - \Delta H_a) y^2}} \quad (17)$$

当水泵出口控制阀满足式(17)的理想特性关系时, 同样关阀时间的情况下引起的关阀水锤最小。

图 3 展示了理想情况下水泵出口控制阀的相对流量系数  $\tau$  与阀门相对开度  $y$  的关系曲线。从图中可以看出, 水泵出口控制阀的理想特性曲线是下凹型曲线。值得注意的是, 上述理想特性是基于恒定总流的能量方程推导而得的, 当发生事故停泵时, 受管道水击及水泵全特性的影响, 阀门过流量与阀门相对开度并不呈线性变化。

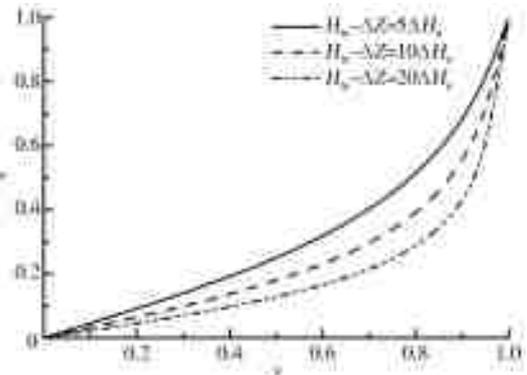


图 3 水泵出口控制阀的理想特性曲线  
Fig. 3 Ideal characteristic curves of pump outlet control valves

### 3 工程实例分析

某地下泵站设计安装 5 台单级双吸卧式离心泵, 三工两备, 单泵设计流量  $1.05 \text{ m}^3/\text{s}$ , 设计扬程 130 m, 额定转速 993 rpm, 比转速 68.21, 机组飞轮力矩  $GD^2$  为  $1\ 116 \text{ kg/m}^2$ 。工程由 5 根直径 DN800 mm 的进水钢管从进水池取水, 经机组后, 由 5 根直径 DN700 mm 的出水支管汇合成一根 DN1800 mm 的总管后垂直出厂房。水泵出口控制阀采用 DN700 mm 的液控半球阀, 全开时的阀门阻力系数  $\zeta_a = 0.07$ 。泵站布置示意图如图 4 所示, 管道和水泵机组的特征参数分别见表 1 和表 2, 采用调整波速法确定管道分段数, 调整后水击波速的相对误差最大值仅为 2.5%, 在允许偏差范围内。

表 1 泵站管道特征参数

Tab. 1 Pump station pipeline characteristic parameters

| 管道编号           | 管径/ m | 管长/ m | 曼宁糙率  | 水击波速/ (m · s <sup>-1</sup> ) | 管道分段数 | 调整后的水击波速/ (m · s <sup>-1</sup> ) | 水击波速的相对误差/ % |
|----------------|-------|-------|-------|------------------------------|-------|----------------------------------|--------------|
| P <sub>1</sub> | 0.8   | 23.0  | 0.012 | 1 103                        | 21    | 1 095.2                          | 0.7          |
| P <sub>2</sub> | 0.7   | 7.0   | 0.012 | 1 197                        | 6     | 1 166.7                          | 2.5          |
| P <sub>3</sub> | 1.8   | 366.0 | 0.014 | 1 258                        | 291   | 1 257.7                          | 0            |

计算工况为: 进水池水位为 1 264.65 m, 下游出水池水位为 1 395.00 m, 三台工作水泵正常运行, 1s 后同时突然事故掉电, 水泵出口控制阀采用 48 s 线性关闭规律。

对图 5 四种典型阀门特性下的事故停泵过程进行水力过渡过程数值模拟, 计算时间步长  $\Delta t$  取为 0.001 s, 其中曲线 4 的下凹曲线为控制阀的理想特

性曲线。通过稳态计算, 首先得到阀门全开时的过阀损失  $\Delta H_a$  和水泵的工作扬程  $H_a$ , 然后将本工程参数  $\Delta Z = 130.35 \text{ m}$ 、 $\Delta H_a = 0.02 \text{ m}$  和  $H_a = 130.66 \text{ m}$  代入式(17), 可得本工程控制阀的理想特

$$\tau = y \sqrt{\frac{0.02}{0.31 - 0.29y^2}} \quad (18)$$

表 2 水泵机组特征参数

Tab. 2 Characteristic parameters of pump units

| 参数名称                        | 数值                                       |       |
|-----------------------------|--|-------|
| 水泵                          | 139                                      |       |
|                             | 高效区扬程/m                                  | 130   |
|                             | 120                                      |       |
|                             | 0.88                                     |       |
|                             | 高效区流量/(m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ) | 1.05  |
|                             | 1.21                                     |       |
| 配套电机                        | 85.20                                    |       |
|                             | 高效区效率/%                                  | 86.50 |
|                             | 86.15                                    |       |
|                             | 额定转速/(r·min <sup>-1</sup> )              | 993   |
|                             | GD2/(kg·m <sup>2</sup> )                 | 238   |
|                             | 1 800                                    |       |
| 额定功率/kW                     | 10                                       |       |
| 额定电压/kV                     | 993                                      |       |
| 同步转速/(r·min <sup>-1</sup> ) | 878                                      |       |
| GD2/(kg·m <sup>2</sup> )    |  |       |

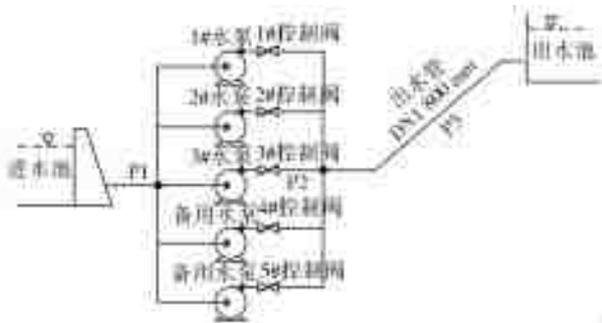


图 4 泵站布置示意图

Fig. 4 Layout of the pump station

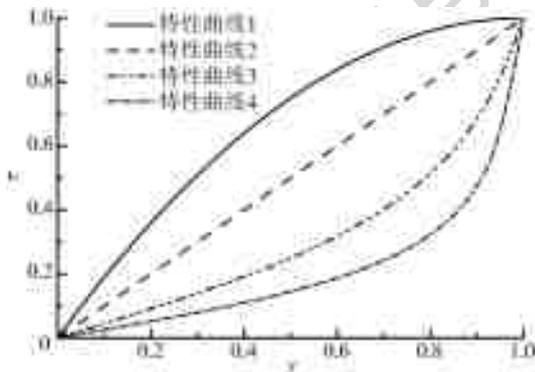


图 5 四种水泵出口控制阀的特性曲线

Fig. 5 Characteristic curves of four pump outlet control valves

模拟得到的控制阀出口压力变化过程及理想阀门特性下的压力包络见图 6 和图 7,控制阀出口和管路沿线压力极值结果见表 3。从中可以看出,当控制阀特性采用上凸特性时,管路沿线最大水压达到 210.31 m,超过了水泵出口额定压力(135.70 m)的 1.5 倍,不满足规范要求,因此,在进行控制阀选型时,应避免选择上凸形阀门特性;当采用线性特性时,管路沿线最大水压达到 185.32 m,约为水泵出

口额定压力的 1.37 倍,管道承压仍然很大,导致管道投资增加;当采用特性曲线 3 和特性曲线 4 的下凹特性时,管路沿线最大水压显著减少,仅分别为水泵出口额定压力的 1.17 倍和 1.12 倍,理想的特性曲线 4 较最不利上凸特性最大水压降低了约 60 m 水头,可极大地降低管道投资,表明理想的控制阀特性应为下凹形;此外,控制阀采用下凹形特性对于管道中的最小压力也是有利的,较最不利上凸形特性最小水压提升了约 9 m 水头,有效抑制了管路中负压的产生。

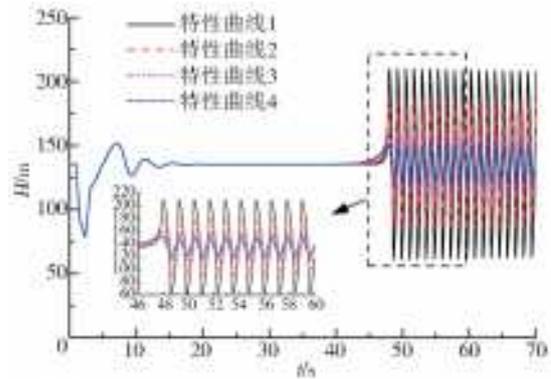


图 6 控制阀出口压力过程线

Fig. 6 Pressure process of control valve outlet

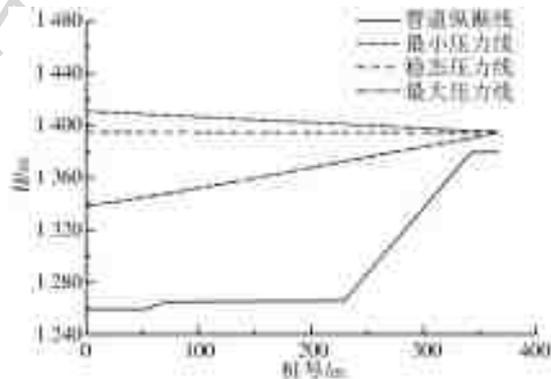


图 7 理想特性下的测压管水头沿程分布

Fig. 7 Distribution of piezometric head under ideal characteristics

表 3 控制阀出口和管路沿线压力极值

Tab. 3 Extreme pressure of control valve outlet and pipeline

| 阀门特性<br>编号 | 控制阀出口  |        | 管路沿线   |        |
|------------|--------|--------|--------|--------|
|            | 最大压力/m | 最小压力/m | 最大压力/m | 最小压力/m |
| 特性曲线 1     | 210.31 | 60.53  | 210.31 | 2.58   |
| 特性曲线 2     | 185.32 | 78.84  | 185.32 | 10.45  |
| 特性曲线 3     | 159.07 | 78.85  | 159.07 | 11.80  |
| 特性曲线 4     | 151.71 | 78.85  | 151.71 | 11.81  |

## 4 结论

针对泵站输水工程中水泵出口控制阀的选型问题,本文通过理论推导,建立了水泵出口控制阀门的相对流量系数与阀门相对开度的理想关系模型。并

基于工程实例,通过水力过渡过程数值模拟,对比分析了几种典型的阀门特性,得到以下结论。

(1) 控制阀特性是泵站水力过渡过程的重要影响因素,理想的控制阀特性应为下凹形曲线。因此,在泵站工程的控制阀选型中,应尽量选择特性曲线接近理想下凹形曲线的控制阀。

(2) 当控制阀特性采用上凸特性时,管路沿线最大水压很大,甚至超过水泵出口额定压力的 1.5 倍,易造成管道投资显著增加。因此,在进行控制阀选型时,应避免选择上凸形阀门特性。

(3) 控制阀采用下凹形特性对于提升管道中的最小压力也是有利的,可有效抑制管路中负压的产生。

#### 参考文献(References):

- [1] NERELLA R, RATHNAM E V. Fluid Transients and wave propagation in pressurized conduits due to valve closure[J]. *Procedia Engineering*, 2015 (127): 1158-1164. DOI:10.1016/j.proeng.2015.11.454.
- [2] 蒋瑞. 长距离加压供水工程水力过渡过程计算与研究[D]. 北京:清华大学,2016. (JIANG R. The calculation and research on hydraulic transient process of long distance pressurized water supply project [D]. Beijing: Tsinghua University, 2016. (in Chinese))
- [3] PROPSON T P. Valve stroking to control transient flows in liquid piping systems[D]. Ann Arbor: The University of Michigan, 1970.
- [4] GILLESSEN R, LANGE H. Water hammer production and design measures in piping systems[J]. *International Journal of Pressure Vessels & Piping*, 1988, 33(3): 219-234.
- [5] 陈明, 李秉昕, 贾丛玉, 等. 管道耦合水击的最优阀调节问题研究[J]. *流体机械*, 2011, 39(3): 31-36. (CHEN M, LI B X, JIA C Y, et al. Study on optimal valve stroking of coupling waterhammer in the pipeline [J]. *Fluid Machinery*, 2011, 39(3): 31-36. (in Chinese)) DOI: 10.3969/j.issn.1005-0329.2011.03.007.
- [6] CHOI D Y, KIM J, LEE D J, et al. Pressure measurements with valve-induced transient flow in water pipelines[J]. *Urban Water Journal*, 2015, 12(3): 200-206. DOI: 10.1080/1573062X.2013.832778.
- [7] 杨丽明, 吴秀云, 王念慎. 缓闭止回阀防护水锤的研究[J]. *中国安全科学学报*, 2004, 14(11): 83. (YANG L M, WU X Y, WANG N Z. Study on protection of water hammer by slow-closing back pressure valve[J]. *China Safety Science*, 2004, 14(11): 83. (in Chinese)) DOI: 10.16265/j.cnki.issn1003-3033.2004.11.019.
- [8] 王念慎, 罗建群, 宋莉, 等. 多功能水泵控制阀对水锤的防护作用[J]. *中国给水排水*, 2007, 23(2): 103-105. (WANG N X, LO J Q, SONG L, et al. Protective effect of multifunctional control valve for water pump on waterhammer [J]. *China Water & Wastewater*, 2007, 23(2): 103-105. (in Chinese))
- [9] 王学芳, 叶宏开, 汤荣铭, 等. 工业管道中的水锤[M]. 北京: 科学出版社, 1995. (WANG X F, YE H K, TANG R M, et al. *Water hammer in industrial pipeline* [M]. Beijing: Science Press, 1995. (in Chinese))
- [10] ZHU M, ZHANG X, ZHANG Y, et al. Study on water hammer prevention in pumping water supply systems by multi-valves [C]// *International Conference on Hybrid Information Technology*, 2006: 342-346.
- [11] 王丽, 吴建华, 李琨, 等. 庄头泵站蝶阀关闭参数对停泵水锤的影响[J]. *中国农村水利水电*, 2018(4): 137-140. (WANG L, WU J H, LI K, et al. Influence of butterfly valve closure time and angle of zhuangtou pumping station on water hammer of pump stopping [J]. *China Rural Water and Hydropower*, 2018(4): 137-140. (in Chinese))
- [12] 郭亚丽, 张玉胜. 蝶阀关闭时间对停泵水锤的影响[J]. *水电能源科学*, 2017(5): 164-166. (GUO Y L, ZHANG Y S. Influence of closing time of butterfly valve on pump-stopping water hammer [J]. *Water Resources and Power*, 2017(5): 164-166. (in Chinese))
- [13] TØRDAL S S, KLAUSEN A, BAK M K. Experimental system identification and black box modeling of hydraulic directional control valve [J]. *Modeling, Identification and Control*, 2015, 35(4): 225-235. DOI:10.4173/mic.2015.4.3.
- [14] KODURA A. An analysis of the impact of valve closure time on the course of water hammer[J]. *Archives of Hydro-Engineering and Environmental Mechanics*, 2016, 63(1): 35-45. DOI:10.1515/heem-2016-0003.
- [15] 杨开林. 适应水击控制的多喷孔套筒式调流阀设计原理[J]. *水利水电技术*, 2010, 41(7): 36-39. (YANG K L. Principle for design of multi sleeve regulating valve adapted for water hammer control [J]. *Water Resources and Hydropower Engineering*, 2010, 41(7): 36-39. (in Chinese))
- [16] 杨开林. 电站与泵站中的水力瞬变及调节[M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2000. (YANG K L. *Hydraulic transients and regulation in power station and pump station* [M]. Beijing: China Water Conservancy and Hydropower Press, 2000. (in Chinese))
- [17] 郑源, 张健. 水力机组过渡过程[M]. 北京: 北京大学出版社, 2008. (ZHENG Y, ZHANG J. *Transition process of hydraulic power units* [M]. Beijing: Peking University Press, 2008. (in Chinese))