抽水蓄能电站的水力振动问题研究

黄忠 王亚妮 蔡湘江

（淮安市水利勘测设计研究院有限公司，江苏 淮安 223001）

《淮安水利》杂志社 编辑部

摘要：水力振动是抽水蓄能电站厂房振动的主要振源之一，针对这种形式的振动，本文对因引水管道中球阀密封系统损坏引起的水力振动进行具体分析，并对该问题提出了加设旁通阀和改变引水方式的措施，以减缓球阀引起的水力振动。

关键词：抽水蓄能电站　水力振动　球阀渗漏　旁通阀　引水方式

0 引言

水泵水轮机具有正向和反向两种旋转方向，即水轮机工况和水泵工况。两种工况交替运行时引起的水力振动[1]与一般的水电站不同，表征水轮机运行稳定性的主要参数有振动、摆动和压力脉动，其中振动是影响机组运行稳定性的主要因素。水轮机运行时的干扰力概括起来可分为水压力、机械力和电磁力。因此，按这种方法分类，水轮机的振动可分为水力振动、机械振动和电磁振动。水力振动可分为强迫振动引起的水力振动与自激振动两类。前者在外界扰动频率等于或接近于引水管道的某一阶的自由振动频率时，产生的水压力振荡；后者是因为水力系统本生是不稳定的，任何引入该系统的压力或流量的扰动都将导致随时间而不断增强的振动，即自激振动。

当水泵水轮机上游侧阀门为球阀，球阀密封压力引自其上游侧近处的管道。当球阀泄漏时，如果有一个微小的扰动，引起球阀的渗流面积减小，由水击的理论可知这将导致上游管道压力增大；由于球阀密封压力与球阀上游管道近处的水压力同步，因此上游管道处的压力进一步导致球阀密封压力的增大和渗漏面积减小，于是进一步导致管道压力增大。此过程相当于控制系统中的正反馈，管道中的水压力振幅不断增大，整个管道系统发生自激振动[2],即阀门渗漏处呈现柔性阀门特征，这种特征将导致振动的迅速发展。

1. 球阀密封性引起的水力振动

抽水蓄能电站的水头都很高，高的水头要求进水阀必须关闭严密，不能有水漏出。球阀的

由 扫描全能王 扫描创建

优点是：关闭严密，漏水极少；全开时水力情况良好，几乎没有水力损失；动水操作时水阻力小，有利于动水紧急事故关闭。因此，大部分抽水蓄能电站的进水阀选择了球阀。水力振动的发生主要是由于管道下端装的球阀密封不能正常工作，类似在管道上装上了某种弹性作用的阀，由于水压变化而产生间歇的动作，由此引起管道内的水压振荡。如果这一振荡周期和管道系统的主振周期或某个谐振周期一致或接近，就会引起管道系统内大范围的共振。由于共振的能量来自水压，一经开始就会经久不息[3]。

1.1 判别是否由球阀密封性引起的水力振动的方法

1.1.1 阻抗法

1） 基本方程。阻抗法从频域角度来研究振动问题。管道内部的传递函数为:

$$H_d = H_u cosh\gamma l - Q_u Z_c sinh\gamma l \tag{1}$$

$$Q_d = -\frac{H_u}{Z_c} sinh\gamma l + Q_u cosh\gamma l \tag{2}$$

其中: Hu 、Q_u 、Hd 、Qu 分别为管道上下游的压力振动幅值和流量振动幅值; γ 传播常数，是 s 的函数，$\gamma = \sqrt{Cs(Ls+R)}$; s 有压输水系统水力振动复频率，$s = \sigma + i.\omega$ ，σ 为衰减因子，ω 为角频率，j 为虚数单位; Z_c 管道的特征阻抗，$Z_c = \gamma/(Cs)$; $Z_u = \frac{H_U}{Q_U}$ ，表示管道入口的阻抗;$Z_d = \frac{H_d}{Q_d}$，表示管道出口的阻抗。

由管道内部的传递函数，加上边界条件，即可求出管道系统自由振动频率。具体边界条件可参照文献[3] 。

2) 系统矩阵建立。根据管道内部的 2n 个传递函数(n 为管道数) ，2n 个边界条件(将边界条件也用方程来表示) ，如果系统的振动复频率已知，就可以求解出所有管道的振荡水头和振荡流量。系统矩阵方程如式(3) 所示。如果已知振动复频率，根据方程(3) ，对应于这个频率下，管系各个位置的 H、Q 值以及阻抗值 $Z = H/Q$ 均可以求出来。但是由于振动复频率也是未知量，所以还需要假设一个量(如上游水库处的振动流量) 为已知，才能求出满足方程的复频率 s 及各个位置的相应于上游水库处振动流量的情况下的 H、Q 值和阻抗值 $Z = H/Q$。由于线性矩

由 扫描全能王 扫描创建

阵方程(3) 右端均为零,所以求出的各个位置处的 H 和 Q 相互间有确定的比例,因此上游水库处的振动流量假设为多少,对于各个点阻抗值 $Z=H/Q$ 的计算并无关系,我们不妨假设上游水库处的振动流量为单位振动流量 1 ,这样方程的个数和未知量的个数相同,即可求出管道系统的振动复频率。

$$\begin{bmatrix} \begin{bmatrix} a_{1.1}(s) & \cdots & a_{1.4n}(s) \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ a_{4n.1}(s) & \cdots & a_{4n.4n}(s) \end{bmatrix} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} H_{1d} \\ Q_{1d} \\ \vdots \\ H_{nd} \\ Q_{nd} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \tag{3}$$

1.1.2 特征线法

1） 基本方程。特征线法是从时域的角度来研究振动问题。用特征线法把偏微分方程形式的封闭管道非恒定流动的运动方程和连续方程变成两组全微分方程,对全微分方程进行积分便可得到有限差分方程[3]。为进行水力瞬变计算,把管长为 L 的管子分成每段长 Δx 的若干段,把时间也分为若干段,每段为 $\Delta t=\Delta x/a$,就得到 $x-t$ 平面上的矩形计算网格,并且矩形网格的对角线刚好是特征线。如图 1 所示,用 i 表示管段上的结点号,用 j 表示时层号(如 H_i^j 表示管段第 i 结点,第 j 时层的水头),方程可表示为:

$$C^+: H_i^{j+1} = C_p - BQ_i^{j+1} \tag{4}$$

$$C^-: H_i^{j+1} = C_m + BQ_i^{j+1} \tag{5}$$

其中:

$$C_m = H_{i+1}^j - (B-C)Q_{i+1}^j + RQ_{i+1}^j|Q_{i+1}^j| \tag{6}$$

$$C_p = H_{i-1}^j + (B+C)Q_{i-1}^j - RQ_{i-1}^j|Q_{i-1}^j| \tag{7}$$

式中: $B=\frac{a}{gA}$,$C=\frac{\Delta t}{A}sin\alpha$, $R=\frac{f\Delta x}{2gDA^2}$,其中,x 是从任意起点开始的沿管道中心线的坐标距离,管道中心线和水平线倾斜角为 α,H 为测压管水头,v 是平均速度,g 为重力加速度,f 是达西-威斯巴哈摩擦系数,D 为管道直径,a 是波速。式(4) 中两式分别称作 $C+$ 特征线方程和 $C+$ 上成立的相容性方程,式(5) 中两式分别称作 $C-$ 特征线方程和 $C-$ 上成立的相容性方程。由相容性方程加上初始条件和边界条件,可求出管道压力、流量等参数随时间的变化过程曲线。

由 扫描全能王 扫描创建

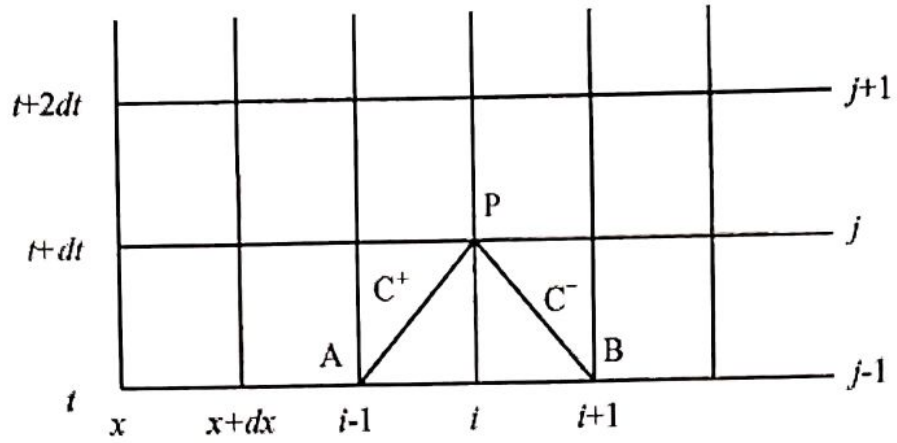

图 1.x-t 平面计算网格

2）系统形成。水力系统都是由一些基本的元件组成的,其中有压管段和渠段为基本单元,而水库、叉管、阀门、调压井等视为结点,对单元、结点根据各自的特性建立通用的数学模型,各结点的数学模型参照文献[2]。已知初值后,在瞬变计算的一个时步中,单独计算出各基本单元内部的节点数据,并计算出其边界的特征线方程系数;对结点则根据管网连接信息取出所连接的基本单元的相邻侧特征线方程系数,用结点的数学模型计算出结点的数据,继而将基本单元的边界点数据返回给基本单元。遍及所有的基本单元、结点,即完成水力系统的一个时步的计算;逐时步计算完成水力系统过渡过程的仿真计算。

2. 防止和消除球阀密封漏水引起水力振动的方法

2.1 球阀渗漏时的压力流量特性

2.1.1 自激振动球阀特性

正常的阀门或孔口边界条件为: $Q = A\sqrt{2gH}$,其中 A 为一个和过流面积有关的系数,Q 为流量。此时流量随着压力的增加而增加,阀门或孔口不会产生自激振动,称其为刚性阀门或刚性孔口。

在阀门关闭但有漏孔时,如果渗漏面积 Ay 有被水压力关闭的趋势,Ay 可由下式描述[2]:

$$A_y = 2A_1(1 - \frac{H}{2H_0}) \tag{8}$$

其中H_0为静水压; H 为动水压力;$A1$ 为一比例系数,与静压力H_0作用于阀门时的渗漏面积有关;由渗漏面积与压力的关系式可以得出流量与压力的关系式为:

由 扫描全能王 扫描创建

$$Q = A_y\sqrt{2gH} = 2A_1(1-\frac{H}{2H_0})\sqrt{2gH} \quad (9)$$

此时可称漏孔呈柔性阀门特性。

由于密封水引自球阀上游近侧的管道，可认为 H 1= H，此时流量对水头的导数为

$$\frac{dQ}{dH} = A_1\sqrt{\frac{2g}{H}} - \frac{3A_1}{2H_0}\sqrt{2gH} \quad (10)$$

当$H = H_0$时，有$\frac{dH}{dQ} = -\frac{1}{2}A_1\sqrt{\frac{2g}{H_0}} < 0$,将出现压力增加、流量减小的情况，此即引入球阀上游侧近处管道水来控制球阀密封时，易导致管道系统发生自激振动的原因。

2.1.2 打开球阀旁通阀后的球阀特性

如果在球阀发生自激振动后，打开面积为A_0 的旁通阀(旁通阀为一般的刚性阀门) 。此时水头与渗漏流量的关系式为：

$$Q = \left(A_1 + \frac{A_0}{2}\right)\sqrt{\frac{2g}{H}} - \frac{3A_1}{2H_0}\sqrt{2gH} \quad (11)$$

其中：A_0 为旁通阀的面积，A_1 为静压力时的球阀渗漏面积。于是

$$\frac{dQ}{dH} = (A_1 + \frac{A_0}{2})\sqrt{\frac{2g}{H}} - \frac{3A_1}{2H_0}\sqrt{2gH} \quad (12)$$

当$H = H_0$ 时，有$\frac{dQ}{dH} = \frac{1}{2}(A_0 - A_1)\sqrt{\frac{2g}{H_0}}$,可见当自激振动发生时，打开旁通阀，只要使$A_0 > A_1$，就能保证$\frac{dQ}{dH} > 0$,消除自激振动。

2.1.3 改变引水方式后的球阀特性

改变球阀密封的引水方式，能够防止自激振动的产生。球阀密封的引水方式可采用以下 2 种方案:第 1 种方案是从压力相对恒定的上游总管引水作密封水；第 2 种方案是从与球阀压力振动相位相反的位置引水做球阀密封水。

1) 从压力相对恒定的上游总管引水作密封水

由流量与水头的关系式 知，当 H 1 相对恒定时，漏孔面积也相对恒定，漏流量随漏孔前

由 扫描全能王 扫描创建

管道水头的增加而增加。即：

$$\frac{dQ}{dH} = A_1(1 - \frac{H_1}{2H_0})\sqrt{\frac{2g}{H}} > 0 \qquad (13)$$

在初始状态时, H 1= H 0, $\frac{dQ}{dH} > 0$,自激振动不会发生。

2) 从与球阀压力振动相位相反的位置引水做球阀密封水

如果引入与球阀处的水压力相位相反的水作为球阀的密封水时，当球阀上游的压力增大的时候，密封水的压力正好减小，于是球阀的渗漏面积将增大,流量也将增大，即出现了压力增大，流量增大的现象，自激振动也不会发生。

2.2 加设旁通阀和改变引水方式的数值模拟

分别对没有加装旁通阀、加装旁通阀和改变饮水方式三种情况进行数值模拟。采用特征线法对上述三种情况的水力振动和衰减过程进行数值模拟[4]。

在引水系统中发生的较大压力振荡的原因在于投入球阀下游密封时泄漏处形成不稳定（柔性）阀门特性而发生了自激振动。本文提供验证防止或者消除自激振动的措施的方法。阀门渗漏导致自激振动产生后，打开旁通阀且旁通阀的面积大于渗漏面积时可以消除振动，旁通阀的面积越大，消除自激振动效果越明显；改变球阀密封引水方式，能够防止自激振动的产生。密封引水方式既可以采用引入压力相对恒定的水源，即引入上游总管的水作为球阀密封水，也可以采用引入相位相反的水作为球阀的密封水。选择引水方案还需作全面的经济技术比较，而且从确保安全的角度考虑，改变球阀密封的引水方式外还应和打开旁通阀消振的措施相结合，前者防止球阀泄漏发生自激振动，后者用以一旦发生水力振动迅速加以消除。

参考文献

[1]：李国和，抽水蓄能电站可能出现的水力振动，华北电力技术，No.1 1996.

[2]：叶复萌，朱渊岳，樊红刚等.抽水蓄能电站复杂管系的自激振动研究，水力发电学报，Aug 2007，vol.26，No.4.

[3]：王阳雪，抽水蓄能电站厂房振源浅析，抽水蓄能电站工程建设文集—纪念抽水蓄能专业委员会成立十周年.

[4]：朱渊岳，樊红刚，陈乃详等.蓄能电站复杂管道系统自激振动的防止和消除，清华大学学报（自然科学版），2006, Vo l. 46, No . 8.

由 扫描全能王 扫描创建