

有压输水系统减振措施分析

周建旭，张 健

(河海大学水利水电工程学院,江苏 南京 210098)

摘要 考虑水电站的布置设计和运行条件,应用有压输水系统水力振动理论,同时基于建立有压输水系统的等效电学模型,考虑盲管和蓄能器等部分集中元件的水力振动特性,分别研究盲管和蓄能器削减水力振动的原理,并且以单管单机系统为例,分析盲管和蓄能器在系统中的实际减振作用.由分析可知,在特定位置设置合适长度的盲管或合理体积的蓄能器,均能有效削减压力振荡的幅度.结合气垫式调压室的应用研究,分析了气垫式调压室的减振作用,并以实际算例进行验证,结果表明气垫式调压室的减振效果优于阻抗式调压室.

关键词 水力振动 ;盲管 ;蓄能器 ;气垫式调压室 ;水电站

中图分类号 :TV672 **文献标识码** :B **文章编号** :1006-7647(2004)06-0010-03

在水电站的有压输水系统中,因系统本身可能存在不稳定因素,包括一些水力不稳定的元件,或在工况切换过程中的误操作,有可能在系统的局部引起扰动,从而导致在整个有压输水系统中产生强烈的水力振动,若扰动频率与系统的自振频率接近,则产生水力共振.目前一些水电站的局部结构破坏即由水力振动产生的剧烈压力振荡造成^[1~3].为了避免或减轻因水力振动造成的局部结构破坏,较常用的措施是在合适的部位补气.在某些系统中,可以考虑辅以补气以外的其他措施,如在水电站的设计或运行中常见的水力集中元件包括盲管、蓄能器和调压室等.在不同的布置设计或运行条件下对水力振动必然产生不同程度的影响,本文着重就盲管和蓄能器在有压输水系统中的减振原理和实际减振作用进行分析,同时对气垫式调压室的减振效果也进行了较深入分析.

1 水力振动理论简述

1.1 水力振动基本方程的建立

基于单一特性的简单管段及其相关参数,从流体瞬变的简化方程出发,

运动方程
$$\frac{\partial H}{\partial x} + \frac{1}{gA} \frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{fQ^n}{2gDA^n} = 0 \quad (1)$$

连续方程
$$\frac{\partial Q}{\partial x} + \frac{gA}{a^2} \frac{\partial H}{\partial t} = 0 \quad (2)$$

式中: H, Q, A, D 分别为任意断面的水头、流量、断

面积和直径; f 为摩阻系数; a 为水锤波速; x 和 t 分别表示距离和时间.通过拉普拉斯变换并化简可得

$$\begin{Bmatrix} H_x \\ Q_x \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cosh \gamma x & -Z_C \sinh \gamma x \\ -\frac{\sinh \gamma x}{Z_C} & \cosh \gamma x \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} H_U \\ Q_U \end{Bmatrix} \quad (3)$$

式中: $\gamma = \sqrt{sC(R + sL)}$ 为传播常数, s 为复频; $Z_C = \gamma/sC$ 为特征阻抗; $L = 1/(gA)$, $C = gA/a^2$, $R = fQ/(gDA^2)$ 分别为单位长度流感、流容和流阻;下标 U 表示进口断面,下标 x 表示距离为 x 的计算断面.

式(3)即为水力振动基本方程^[2],基于此可建立水力振动数学模型,进行水力振动分析.在本文中,所有包含下标 3 和 4 的参数均表示对应管段的参数.

1.2 水力振动分析

应用水力振动分析方法(水力阻抗法和传递矩阵法),进行自由振动分析,计算系统各阶自振频率和相应的振型,以分析系统的水力振动特性.拟定出现几率较大的振源和相应的扰动频率,进行强迫振动分析,计算各断面的振荡压力和振荡流量.若扰动频率等于或接近于系统的某一阶自振频率,在有压输水系统中会产生剧烈的压力振荡,必须采取措施以削减压力振荡.

2 盲管和蓄能器减振原理

2.1 有压输水系统等效电学模型的建立和分析

文献[4]基于有压输水系统的等效电学模型进行研究.同样,为了削减水力振动引起的强烈压力振

荡,对在有压输水系统适当部位设置调压室、盲管或蓄能器等集中元件的情况进行分析,其等效电学模型见图 1.

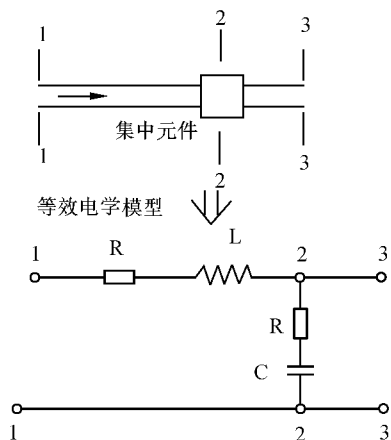


图 1 含集中元件的有压输水系统及其等效电学模型

由电工学原理可知,电容器的作用是“阻直流,通交流”,即总电流的大部分交流成分通过 RC 支路,而仅有少部分交流电流通过 RL 电路,若 RC 支路的电容越大,即相应阻抗模值越小,则通过 RC 支路的交流电流峰值越大.

同样,在有压输水系统中,因引水道的流容和盲管等集中元件的流感相对较小,在分析过程中可忽略其影响,则系统与图 1 所示电学模型等效.盲管等集中元件在整个有压输水系统中相当于旁路电容的作用.若在集中元件下游(即 2—3 段)产生一压力振荡向上游传播,到达集中元件节点 2,由于集中元件的等效电容作用,大部分压力振荡被集中元件吸收,少部分压力振荡穿过集中元件传输到引水道(即 1—2 段)中,此即为集中元件削减压力振荡的原理.若集中元件的流容越大,即阻抗模值越小,则被集中元件吸收的压力振荡越大,削减压力振荡的效果越显著.

引进参数 $G(i\omega) = 1/Z_m$ 表征集中元件对复合管路动态特性的影响程度,其中 $Z_m = H_m/Q_m$ 为集中元件的阻抗, H_m 和 Q_m 分别为集中元件节点的水头和流量.若 $G(i\omega)$ 趋于无穷大,即 Z_m 趋近于 0,则集中元件的减振效果最明显;反之,减振效果变差.

2.2 盲管和蓄能器的减振特性分析^[5]

根据集中元件减振原理,分别应用水力振动理论建立盲管和蓄能器的水力振动数学模型,计算出相应的 $G(i\omega)$ 值,并进行减振效果分析.

2.2.1 盲管(单一管径,图 2)

考虑盲管的直径和波速与主管相同,已知 $Q_3 = 0$,则

$$\begin{Bmatrix} H_m \\ Q_m \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cosh \gamma_3 l_3 & Z_{C3} \sinh \gamma_3 l_3 \\ \frac{\sinh \gamma_3 l_3}{Z_{C3}} & \cosh \gamma_3 l_3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} H_3 \\ Q_3 \end{Bmatrix} \quad (4)$$

由于在盲管中,平均流量为 0,即 $R_3 = 0$,故有 $\gamma_3 = i\omega/a_3$,代入式(4),并化简得

$$G(i\omega) = i \frac{\tan\left(\frac{\omega l_3}{a_3}\right)}{Z_{C3}} \quad (5)$$

若满足下面的条件, $G(i\omega)$ 的值趋于无穷大

$$l_3 = \frac{2\pi a_3}{\omega} \frac{2k+1}{4} = \frac{\lambda}{4} (2k+1) \quad (k = 0, 1, 2, \dots) \quad (6)$$

即盲管长度为 $1/4$ 振动波长 λ 的奇数倍时,盲管的减振效果最显著.

2.2.2 盲管(两段异径短管串联,图 3)

已知 $Q_4 = 0$,假设两段异径管的长度 l_3, l_4 均较小,且直径 $D_3 < D_4$,令 $C_3 = \frac{gA_3 l_3}{a_3^2}$, $C_4 = \frac{gA_4 l_4}{a_4^2}$, $\omega_H = a_4 \sqrt{\frac{A_3}{A_4 l_4 l_3}} = a_4 \sqrt{\frac{A_3}{V l_3}}$,基于式(3),建立串联管的传递方程,并化简可得

$$G(i\omega) = \frac{Q_m}{H_m} = \frac{i\omega(C_3 + C_4)}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_H}\right)^2} \quad (7)$$

若 $\omega = \omega_H$,即体积满足 $V = \frac{A_3 a_4^2}{l_3 \omega^2}$ 时,串联管的减振效果最显著.

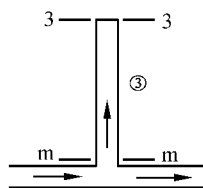


图 2 盲管

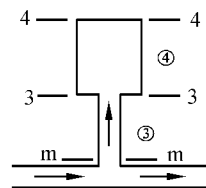


图 3 串联盲管或蓄能器

2.2.3 带连接管的蓄能器(图 3)

在两段异径短管串联的盲管中,若考虑管段 4 引申为一充满水的容器,即为一流容为 C_a 的蓄能器,基于式(3),建立相应的传递方程,并通过化简得

$$G(i\omega) = \frac{Q_m}{H_m} = \frac{C_a i\omega + \frac{\tanh \gamma_3 l_3}{Z_{C3}}}{Z_{C3} C_a i\omega \tanh \gamma_3 l_3 + 1} \quad (8)$$

若 $C_a = 0$,则为单一管径盲管的 $G(i\omega)$ 算式(5).若 l_3 很小,则为串联短管的 $G(i\omega)$ 算式(7),故带短连接管的蓄能器可用串联短管的减振条件进行校核.

2.3 气垫式调压室的减振分析

若地质、地形条件许可,在有压输水系统中设置气垫式调压室以取代常规阻抗式调压室,当流量进出气垫式调压室时,由于调压室内的高压密闭气体相当于提供了一有效的弹性边界,通过气体体积发生变化,能充分适应压力的波动,从而耗散较大部分的能量.气垫

式调压室同样等效于一旁路电容,有效削减水力振动的原理及条件与蓄能器基本一致,即(8)式.

设气垫式调压室流容为 C_0 ,阻抗模值为 $|Z_0|$,阻抗式调压室流容为 C_1 ,阻抗模值为 $|Z_1|$,两者比较:

$$|Z_0| = \left| \frac{1}{i\omega C_0} \right| = \left| \frac{mH_0}{i\omega A_0 l_0} \right| \tag{9}$$

$$|Z_1| = \left| \frac{1}{i\omega C_1} \right| = \left| \frac{\omega^2 l_1 - g}{i\omega g A_1} \right| \tag{10}$$

式中: A_0, l_0, H_0 和 m 分别为气垫式调压室面积、气体高度、气体绝对压力水头和气体多方指数; A_1 和 l_1 分别为阻抗式调压室面积和墙体高度.

在式(9)中满足 $A_0 = A_1 \left(1 + \frac{mH_0}{l_0} \right)^{[6]}$,若扰动源和扰动频率一致,由于条件 $\omega^2 l_1 \geq 2g$ 一般情况下易于满足,可知气垫式调压室的流容大于阻抗式调压室的流容,即有 $|Z_0| < |Z_1|$,故气垫式调压室的减振效果优于阻抗式调压室.

3 实例计算分析

3.1 单管单机系统水力振动分析

某一单管单机有压输水系统,主要参数为:水头 $H = 105\text{ m}$,流量 $Q = 9\text{ m}^3/\text{s}$,转轮直径 $D_1 = 1\text{ m}$,机组转速 $n = 600\text{ r/min}$;压力管道长度 $L = 300\text{ m}$,直径 $D = 1.6\text{ m}$,波速 $a = 1000\text{ m/s}$,不考虑尾水管的影响.

用自由振动分析方法计算该电站的自振频率,计算结果见表 1.

表 1 自由振动计算结果			
阶数	自振频率/ (rad·s ⁻¹)	阶数	自振频率/ (rad·s ⁻¹)
1	10.47	5	52.34
2	20.93	6	62.81
3	31.40	7	73.28
4	41.87		

引起该水力系统压力振荡的可能振源是尾水管涡流或接近机组转频的扰动,而尾水管涡流本身亦与机组转频密切相关,同时造成一些水电站破坏的扰动频率均接近机组转频^[3],因此拟定出现几率较大的扰动频率为机组转频,接近于系统的第 6 阶自振频率,即 $\omega = 62.81\text{ rad/s}$,相应扰动振幅为 $Q_0 = 1\text{ m}^3/\text{s}$,即在水轮机下游侧产生一扰动流量 $q = 1.0 \sin 62.81 t$,计算其引起强迫振动时的压力振荡,见图 4.

3.2 盲管对压力振荡的影响

设置一与主管直径相同的盲管,计算不同长度的盲管在不同位置时的压力振荡,见表 2,表中数值为盲管上游压力振荡的峰值 (1 m H₂O = 9.806 65 kPa).

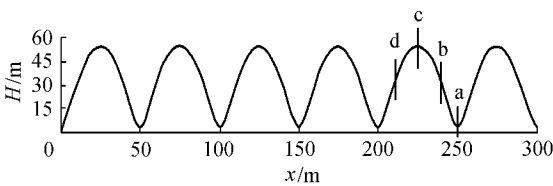


图 4 单管单机系统的第 6 阶压力振荡

表 2 盲管对压力振荡峰值的影响

位置	不同盲管长度时的压力振荡峰值/m			
	10 m	25 m	40 m	50 m
a	50.52	3.18	50.92	50.72
b	37.62	0.06	77.91	50.75
c	50.66	9.59	50.78	50.72
d	77.24	0.06	37.74	50.69

注:位置见图 4.

表 2 表明:盲管设置在任何位置,当其长度为 0.25 波长的奇数倍,即 $l_m = \frac{\lambda}{4} (2k + 1)$ ($k = 0, 1, 2, 3, \dots$) (波长 $\lambda = 100\text{ m}$, $l_m = 25\text{ m}$) 时,盲管上游的压力振荡峰值很小,说明此时盲管削减压力振荡最有效,与式(6)的要求完全一致.

3.3 蓄能器对压力振荡的影响

设置一带连接短管(直径 $D = 1.6\text{ m}$,长度 $L = 2\text{ m}$)的蓄能器,经计算分析可知位置为 b 时减振效果最佳,计算不同体积蓄能器在位置 b 时的压力振荡,见图 5.

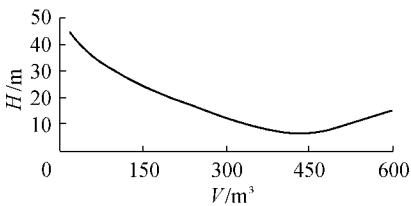


图 5 上游压力振荡峰值和蓄能器体积的关系

图 5 表明:当其体积约为 425 m³ 时,压力振荡峰值最小,说明此时削减压力振荡最明显,而依据串联短管的临界体积计算公式得到蓄能器减振效果最佳时的体积约为 $V_H = 370\text{ m}^3$,两者可作近似比较,说明计算结果与理论分析基本吻合.鉴于达到最佳减振效果时,要求的蓄能器体积较大,在实际应用中,可结合减振要求和经济比较进行选择确定.

3.4 气垫式调压室的减振效果

已知某水电站为上游开发方案,安装两台机组,单独引水,共用一条尾水道,设尾水调压室,分别计算采用阻抗式调压室和气垫式调压室时的压力振荡.

在同一有压输水系统中采用气垫式调压室或阻抗式调压室,除了系统的第 1 阶固有频率与调压室密切相关而出现明显变化以外,其余各阶固有频率均略有不同,如:第 2 阶、第 4 阶分别为 7.24 rad/s, 10.85 rad/s (阻抗式调压室)和 6.76 rad/s, 11.31 rad/s (气垫式调压室).

(下转第 20 页)

总量可达到全部置换原内河水量的要求.从图4可看出,泗港大桥断面的水质情况在引水5d后就得到明显改善,截止到20日水质情况已达到基本稳定.而方案3和方案4由于采用动力设施,水体的置换速度加快,从1月13日起7d的引水总量可达到计算的总水量要求,引水2d后泗港大桥断面的水质状况就得到明显改善.

4 结 论

- a. 从4个方案的比较计算中可以看出,方案2和方案4符合张家港地区水环境规划的水质要求,但由于方案4采用动力引水,因而增加了引水成本和建泵站的基建费用,综合考虑的结果方案2为最佳方案.
- b. 从方案1与方案2的对比中可以看出,区域水环境综合治理的关键在于控制和治理各类水污染源,否则仅靠大引大排来改善水环境是靠不住的,从保护和合理开发利用水资源的角度来看也是不允许的.
- c. 在现阶段,张家港地区在加强控制各类污染源的同时,利用自流引水方式改善水环境状况的综

(上接第12页)为了充分说明气垫式调压室的减振效果,考虑扰动源为尾水管涡流或接近机组转频的扰动,采用不同的扰动频率时,易知阻抗式调压室方案的阻抗模值大于气垫式调压室的阻抗模值.同时,如图6所示 给出其中两阶压力振荡振型,扰动频率均分别接近不同调压室系统的第3阶和第4阶固有频率,且在尾水管涡流或接近机组转频的扰动频率范围内,实线表示设气垫式调压室的强迫振动振型,虚线表示设阻抗式调压室的强迫振动振型.分析可知 采用气垫式调压室替代阻抗式调压室以后,尾水道压力振荡峰值明显减小,说明气垫式调压室的减振效果优于阻抗式调压室.

4 结 论

在水电站的有压输水系统中,考虑调压室等集中

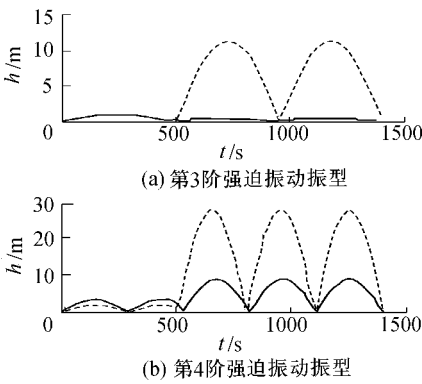


图6 设置不同类型调压室时的压力振荡振型

合治理方案是可行的.

d. 调水工程合理性的论证具有相当的难度,原因有技术方面的(尤其体现在太湖河网地区),也有非技术方面的,本文只是在张家港地区现有水利工程设施的基础上做了一些初步的工作,至于在调水期间引水主河道几何尺寸是否满足过流量的要求,是否需要个别河道拓宽加深则需要进一步考虑.

参考文献:

[1] 邵东国. 跨流域调水工程规划调度决策理论及应用[M]. 武汉: 武汉大学出版社, 2001. 5~8.
[2] 熊万永. 福州内河引水冲污工程的实践与认识[J]. 中国给水排水, 2000, 16(7): 26~28.
[3] 薛朝霞, 汪翔. 引水冲污治理苏州水环境[J]. 中国给水排水, 2002, 18(10): 33~35.
[4] 褚君达, 徐惠慈. 河网对流输移问题的求解及应用[J]. 水利学报, 1994(10): 34~35.
[5] 程声通, 孟繁坚, 徐明德. 环境系统分析题解[M]. 北京: 高等教育出版社, 1994. 51~58.

(收稿日期 2004-02-19 编辑 骆超)

元件的减振作用,或在最可能引起水力振动的扰动源附近,设置盲管或蓄能器等结构,若位置和结构尺寸满足一定的条件,则能有效地削减因水力振动引起的剧烈压力振荡.设系统中出现几率较大的扰动频率为 ω ,相应波长为 λ ,则盲管和蓄能器能有效削减水力振动的条件为:单一管径的盲管,其长度满足 $l_m = \frac{\lambda}{4}(2k+1)$ ($k=0,1,2,3,\dots$) 在合适的位置设置带连接短管的蓄能器,其体积满足 $V = \frac{A_3 a_4^2}{l_3 \omega^2}$. 布置长有压输水系统时,若地质、地形条件许可,设置气垫式调压室,其减振效果优于相应的阻抗式调压室.

参考文献:

[1] 张绍春,陈鉴治,张师华. 水电站引水隧洞的水力谐波共振[J]. 水力发电学报, 1994(3): 57~66.
[2] Wylie E B, Streeter V L, Suo Lisheng. Fluid transients in systems [M]. Englewood Cliffs, NJ: Prentice Hall Inc, 1993. 287~363.
[3] 周建旭,索丽生,郭锐勤. 水电站水力振动实例分析[J]. 水力发电学报, 1998(4): 50~55.
[4] Souza Jr O H, Barbieri N. Study of hydraulic transients in hydropower plants through simulation of nonlinear model of penstock and hydraulic turbine model[J]. IEEE Transactions on Power Systems, 1999, 14(4): 1269~1272.
[5] 罗志昌. 流体网络理论[M]. 北京: 机械工业出版社, 1988. 122~152.
[6] 张健. 气垫式调压室水力性能研究[D]. 南京: 河海大学, 1999.

(收稿日期 2004-01-28 编辑 马敏峰)