

DOI:10.3876/j.issn.1000-1980.2015.01.002

气垫调压室临界稳定断面计算参数取值讨论

张健,于德爽,安建峰

(河海大学水利水电学院,江苏南京 210098)

摘要:针对气垫调压室断面尺寸通常取决于其临界稳定断面这一特点,指出电站静水头、机组引用流量和调压室水位微幅扰动时气体的热力学过程是影响该临界稳定断面的重要因素。对调压室内气体与环境之间热传导过程进行研究,认为以等温变化(多方指数取 1.0)模拟小扰动下气体的热力学过程更符合实际情况。对气垫调压室临界稳定断面计算公式进行数学分析并结合工程实例进行计算,结果表明,以电站正常运行时可能出现的最大静水头及其对应流量作为临界稳定断面的计算条件,能满足其他可能工况下的调压室水位波动稳定性要求,更利于工程安全。

关键词:气垫调压室;临界稳定断面;多方指数;绝热过程;等温过程

中图分类号:TV732.5+6 **文献标志码:**A **文章编号:**1000-1980(2015)01-0006-05

Selection of parameters for calculating critical stability cross-sectional area of air-cushion surge chambers

ZHANG Jian, YU Deshuang, AN Jianfeng

(College of Water Conservancy and Hydropower Engineering, Hohai University, Nanjing 210098, China)

Abstract: The cross-sectional size of an air-cushion surge chamber is usually determined by the critical stability cross-sectional area, and the hydrostatic head, the flow through the generating set, and the thermodynamic process of gas in a surge chamber when there is little perturbation of the water level are three main factors affecting the critical area. Investigations of the heat conduction process between the gas in the surge chamber and the surroundings show that the isothermal change (with a polytropic exponent of 1.0) is most appropriate for simulating the actual conditions when there is little perturbation. Through mathematical analysis of a formula regarding the critical area and a case study, it is concluded that using the maximum hydrostatic head during the normal operation of a hydropower station and the corresponding flow as the calculation conditions can satisfy the fluctuation stability requirement of the water level in the surge chamber of other operation schemes, which would facilitate the safety of projects.

Key words: air-cushion surge chamber; critical stability cross-sectional area; polytropic exponent; adiabatic process; isothermal process

在含有调压室的引水发电系统中,调压室断面面积不仅需满足其波动稳定性要求,还需满足涌浪幅值控制要求^[1]。但是,对气垫调压室而言,由于顶部高压气垫对水位波幅的抑制作用,其断面面积通常只取决于临界稳定断面^[2-3]。若实际断面面积小于该临界值,则调压室水位发生微幅扰动后波动将无法衰减,从而导致水力共振和调压室失稳事故^[1-2]。

气垫调压室水位发生波动时不同时刻室内气体的热力学状态可用理想气体状态方程描述,但是状态方程无法描述气体的热力学过程^[4],难以获得调压室的水位变化情况。为此,澳大利亚学者 Graze^[5]曾提出使用有理热传导方程描述气体的热力学过程,在不增加变量的情况下,根据气体和边壁之间的热传递函数得到气体体积和压力的关系。但是,该方法涉及因素较多,且热传递函数较难确定^[2]。因此,通常情况下采用多

收稿日期:2014-03-26

基金项目:国家自然科学基金(51379064);国家重点实验室开放基金(2013B116)

作者简介:张健(1970—),男,河南信阳人,教授,博士,主要从事电站、泵站、抽水蓄能电站水力学研究。E-mail:jzhang@hhu.edu.cn

任意状态下气室参数满足理想气体状态方程,故

$$\frac{H_{as} l_{as}}{T_{as}} = \frac{H_{a0} l_{a0}}{T_{a0}} = [C_*] \quad (8)$$

式中 $[C_*]$ 为常数,主要反映气垫调压室内的气体质量大小。

视气体状态变化过程为无数多个稳定状态沿时间序列的叠加,则式(7)和式(8)在调压室水位波动初始状态和最终稳定状态之间同时满足,由此可得波动稳定时的气体温度:

$$T_{as} = \frac{H_{as} l_{as}}{H_{a0} l_{a0}} T_{a0} = \frac{H_{as} l_{as}^{m-1}}{H_{a0} l_{a0}^{m-1}} T_{a0} = \frac{l_{a0}^{m-1}}{l_{as}^{m-1}} T_{a0} \quad (9)$$

显然,若多方指数取1.0,调压室水位波动过程中气室温度不变,且始终与环境温度保持一致;若多方指数取1.4,机组正常运行过程中负荷突然微幅减小,则机组引用流量将减小,引水道水头损失减小。此情况下,由式(6)可知初始和波动稳定状态下气室参数满足:

$$H_{as} - l_{as} > H_{a0} - l_{a0} \quad (10)$$

由式(7)和式(10)可得

$$\frac{C}{l_{as}^m} - l_{as} > \frac{C}{l_{a0}^m} - l_{a0} \quad (11)$$

考虑到函数 $f(x) = k/x^m - x$ 为单调递减函数,由式(11)可知此时 $l_{as} < l_{a0}$,结合式(11)可知在机组负荷突然减小的情况下,调压室水位波动趋于稳定时的气室气体温度高于其初始温度,即 $T_{as} > T_{a0}$ 。从能量转化角度分析,两种状态相比,调压室水位升高,水体对气体做的功大于气体对水体做的功,而多方指数为1.4,气体与外界绝热,气体内能必然增加,表现为温度升高。

若多方指数取1.4,对机组负荷突增过程做类似分析,可知调压室水位波动趋于稳定时气体温度低于其初始温度。

上述分析表明,当多方指数取1.4,调压室水位波动趋于稳定时室内气体温度与环境温度不同。显然,此稳定状态是无法维持的,温度梯度的存在必然导致气体与外界发生热交换,这将再次引起调压室水位微幅波动,直到气体温度与环境温度一致。这也说明采用绝热过程描述调压室水位微幅扰动时的气体热力学变化过程是值得商榷的。事实上,气垫调压室内气体的实际热力学过程应是调压室水位波动引起的气体状态变化与热交换引起的气体状态变化的耦合作用过程,此过程中多方指数并非固定常数,但是从气体变化的整个过程来看,无论中间经过多少热力学状态变化,最终都必将有 $T_{ae} = T_0$ 。因此,多方指数取1.0,即以等温过程描述气室参数由初始至最终的气体状态变化更符合实际的气体物理过程。

3 电站静水头及机组流量取值分析

为便于分析,只考虑上游库水位变化,并忽略压力管道水头损失项,令 $C_1 = L/(2\alpha gf)$, $H_0 = z_u - z_d - \alpha Q_0^2$,则有

$$A_s = \frac{C_1}{z_u - z_d - \alpha Q_0^2} \left(1 + \frac{C}{l_{a0}^2} \right) \quad (12)$$

在调速器绝对灵敏、水轮机效率不变假定下,水轮机出力公式满足

$$Q_0(z_u - z_d - \alpha Q_0^2) = \text{const} \quad (13)$$

将电站稳定运行时的气室压力 H_{a0} 代入多方过程方程,可得

$$(z_u + H_b + l_{a0} - z_l - \alpha Q_0^2) l_{a0} = C \quad (14)$$

对式(12)、式(13)、式(14)求全微分,整理得到 dA_s 、 dQ_0 、 dl_{a0} ,将 dQ_0 、 dl_{a0} 项代入 dA_s 中整理可得

$$dA_s = \frac{C_1}{H_0 - \alpha Q_0^2} \left[\frac{2}{H_{a0} + l_{a0}} \frac{H_{a0}}{l_{a0}} - \frac{1}{H_0} \left(1 + \frac{H_{a0}}{l_{a0}} \right) \right] dz_u \quad (15)$$

在含气垫调压室的引水发电系统中 $H_{a0}/l_{a0} \gg 1$,可将气室常数项近似等于 H_{a0}/l_{a0} ,进一步化简式(15)并移项为微分形式,有

$$\frac{dA_s}{dz_u} \approx \frac{C_1 H_{a0} (2H_0 - H_{a0} - l_{a0})}{H_0 l_{a0} (H_0 - \alpha Q_0^2) (H_{a0} + l_{a0})} > 0 \quad (16)$$

式(16)表明,对于气垫调压室而言,随着上游库水位的取值增大,调压室临界稳定断面将增大。此外,从式

(13)可以看出,在机组等出力情况下,电站静水头越大其相应的机组引用流量越小,所以机组引用流量的取值对临界稳定断面的影响与电站静水头相反。因此,应选取电站正常运行时可能出现的最高上游库水位与最低尾水位相组合即电站最大水头作为计算工况来确定气垫调压室的稳定断面,此时电站静水头为最大值,机组流量为最小值,与常规开敞式调压室取值方式不同。

4 算例分析

某含气垫调压室的引水式电站,安装 2 台冲击式水轮机组,机组额定流量 $14.98\text{ m}^3/\text{s}$,安装高程 215.00 m 。电站上库最高水位 1161.7 m ,最低水位 1138 m 。引水隧洞全长 17.5 km ,当量断面面积 19.19 m^2 ,隧洞进口至隧洞末端平均坡度 3.44% ,调压室当量高度 12.1 m ,底板高程 562.00 m ,引水隧洞阻抗系数 $0.0138\text{ s}^2/\text{m}^5$,压力管道阻抗系数 $0.0136\text{ s}^2/\text{m}^5$ 。

结合特征线法和状态方程分析法进行水力-机械系统小扰动数值计算^[13-14],计算条件为:气垫调压室断面面积 420 m^2 ,环境温度 $20\text{ }^{\circ}\text{C}$,机组额定水头下额定出力运行 2 台机同时发生 10% 负荷扰动,多方指数 m 分别取 1.0 、 1.2 、 1.4 。由计算结果可得到多方指数取 1.4 和 1.2 时的室内气体温度变化过程(图 2),对 $m=1.0$ 的情况,由于气体等温变化,其温度始终与环境温度相同,不再给出其温度变化过程线。

从图 2 可以看出,当多方指数取 1.4 和 1.2 时,室内气体温度围绕某一波动稳定轴线逐渐衰减,波动稳定轴线的温度值即为调压室水位波动趋于稳定时的理论气体温度。从图中提取温度变化 10 个周期内的波峰温度和波谷温度及每个温度对应的时间(表 1),并对波峰温度和波谷温度随时间的变化关系分别进行线性拟合,则 2 条拟合直线的交点温度即波动稳定时的理论气体温度。由线性拟合结果可得 $m=1.4$ 时 $T_{\text{as}}=20.28\text{ }^{\circ}\text{C}$, $m=1.2$ 时 $T_{\text{as}}=20.21\text{ }^{\circ}\text{C}$,可见若多方指数取不等于 1.0 的固定值模拟小扰动下的气体热力学过程,波动稳定时气体温度与环境温度($20\text{ }^{\circ}\text{C}$)不同。而气体的实际物理过程中即使水位波动时气体温度有微小变化,但波动稳定时气体温度与环境温度应是严格相等的,显然,以等温变化($m=1.0$)描述气体的热力学过程更符合实际。

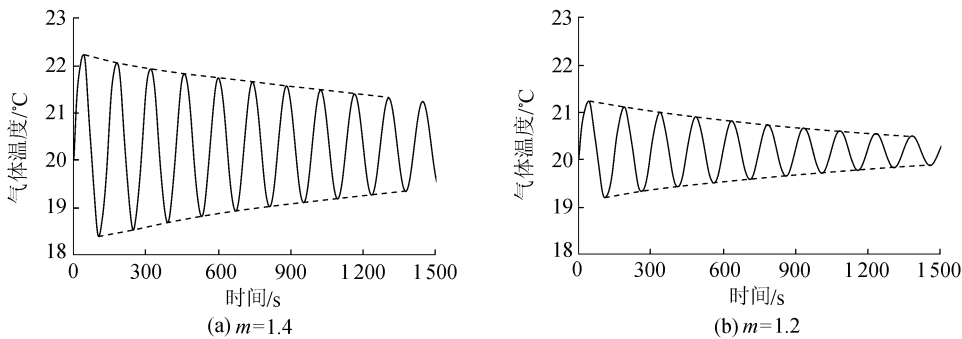


图 2 气体温度变化过程(10% 扰动)

Fig. 2 Dynamic process of gaseous temperature (10% perturbation)

表 1 气体温度变化 10 个周期内的温度极值

Table 1 Extreme temperature during ten cycles of dynamic process of gaseous temperature

<i>m</i> = 1.4				<i>m</i> = 1.2			
波峰时间/s	波峰温度/℃	波谷时间/s	波谷温度/℃	波峰时间/s	波峰温度/℃	波谷时间/s	波谷温度/℃
43.000	22.238	105.782	18.387	44.400	21.241	110.779	19.205
181.822	22.061	249.087	18.524	191.431	21.117	262.701	19.337
321.158	21.935	391.426	18.679	339.776	21.005	413.648	19.434
460.093	21.831	532.564	18.812	488.121	20.909	563.995	19.514
601.031	21.746	673.702	18.925	636.866	20.823	713.140	19.588
742.969	21.664	814.439	19.018	785.210	20.742	861.885	19.657
884.507	21.577	954.976	19.103	935.357	20.672	1011.231	19.719
1025.845	21.491	1096.314	19.185	1084.903	20.611	1160.577	19.779
1166.983	21.407	1237.452	19.265	1235.450	20.555	1310.523	19.834
1307.720	21.324	1378.589	19.343	1385.596	20.504	1459.869	19.882

根据电站基本资料,取多方指数为 1.0 、调压室安全系数为 1.2 、室内当量气团质量 $H_{a0}l_{a0}=3790$,计算不

同运行工况下所需的气垫调压室临界稳定断面面积,结果见表2。从表2数据可以看出电站静水头的取值对稳定断面各个参数的影响趋势,其中电站静水头越大,相应机组流量越小,所需的稳定断面越大。该结果与理论分析结论一致。

表2 不同计算工况时的稳定断面面积
Table 2 Critical stability areas under different conditions

计算工况	电站静水头/ m	机组流量/ ($\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$)	引水道水头 损失/m	压力管道 水头损失/m	气室高度/ m	气室绝对 压力水头/m	调压室稳定 断面面积/ m^2
最高水位	946.70	27.50	10.44	10.29	6.40	592.27	417.44
中间水位	934.85	27.83	10.69	10.54	6.53	580.30	406.68
最低水位	923.00	28.19	10.97	10.81	6.67	568.31	395.98

5 结 语

气垫调压室断面面积常取决于其临界稳定断面。在推求临界稳定断面公式时,通常采用气体多方过程方程描述室内气体不同状态之间的热力学变化过程,其中多方指数的大小应依据气体的实际物理过程性质选取。通过分析多方指数取值对机组小扰动时调压室水位波动稳定后气体温度的影响以及对临界稳定断面公式的理论推导,并结合工程实例进行计算分析,结果表明,计算气垫调压室临界稳定断面时气体多方指数应取1.0,电站静水头、机组流量应分别取电站正常运行时的最大值和最小值。

参考文献:

[1] 刘启钊. 水电站[M]. 3版. 北京:中国水利水电出版社, 2007: 225-226.

[2] 张健. 气垫调压室水力性能研究[D]. 南京:河海大学,1999.

[3] AN Jianfeng, ZHANG Jian, HAZRATI A. Safe control of air cushion surge chambers in hydropower systems[J]. Scientia Iranica, 2013, 20(6): 1605-1611.

[4] 朱明善. 工程热力学[M]. 北京:清华大学出版社, 1994: 91-96.

[5] GRAZE H R. A rational thermodynamic equation for air chamber design[C]//University of New South Wales. Proceedings of the 3rd Australian Conference on Hydraulics and Fluid Mechanics. Sydney, Australia: Institution of Engineers, 1968: 25-29.

[6] SVEE R. Surge tank with enclosed compressed air cushion[C]//STEPHENSON D. Proceeding of the First International Conference on Pressure Surges. Cranfield, Bedford, England: Br Hydromech Res Assoc, 1972: 15-24.

[7] CHAUDHRY M H, SABBABH M A, FOWLER J E. Analysis and stability of closed surge tanks[J]. Journal of Hydraulic Engineering, 1985, 111(7): 1079-1096.

[8] 刘德有,张健,索丽生. 气垫调压室研究进展[J]. 水电能源科学,2000,18(4):1-5. (LIU Deyou, ZHANG Jian, SUO Lisheng. Advances in research on air-cushioned surge chamber[J]. International Journal Hydroelectric Energy, 2000,18(4):1-5. (in Chinese))

[9] 刘德友,张罗彬,陈五一,等. 圆管型与廊道型气垫调压室水力性能比较[J]. 河海大学学报:自然科学版, 2012,40(5): 534-538. (LIU Deyou, ZHANG Luobin, CHEN Wuyi, et al. Comparison of hydraulic performance of round pipe-shaped and corridor-shaped air-cushioned surge tank [J]. Journal of Hohai University: Natural Sciences, 2012, 40(5): 534-538. (in Chinese))

[10] 张健,索丽生,郑源,等. 气垫调压室内气体动态特性研究[J]. 水力发电学报,2004,23(4):97-101. (ZHANG Jian, SUO Lisheng, ZHENG Yuan, et al. Study on gas characters of air-cushioned surge tank[J]. Journal of Hydroelectric Engineering, 2004,23(4):97-101. (in Chinese))

[11] 范波芹,张健,索丽生,等. 含气垫调压室的水电站输水系统小波动稳定分析初探[J]. 水利水电技术,2005,36(7): 114-115,119. (FAN Boqin, ZHANG Jian, SUO Lisheng, et al. Stability analysis on small fluctuation of the system with air-cushion surge chamber for hydropower station[J]. Water Resources and Hydropower Engineering, 2005,36(7): 114-115,119. (in Chinese))

[12] 谷兆祺,李欣欣,郭军合. 挪威水电工程经验介绍[M]. 特隆赫姆:泰比亚出版公司,1985.

[13] ZHANG Yongliang, MIAO Mingfei, MA Jiming. Analytical study on water hammer pressure in pressurized conduits with a throttled surge chamber for slow closure [J]. Water Science and Engineering, 2010, 3(2): 174-189.

[14] 郑源,张健. 水力机组过渡过程[M]. 北京:北京大学出版社, 2008: 88-92.