

矩形断面压力管道汇流口局部能量损失

茅泽育¹, 罗 皋¹, 赵 璇², 姚 程¹

(1. 清华大学水利水电工程系, 北京 100084; 2 清华大学核能与新能源技术研究院, 北京 100084)

摘要:采用水动力学基本理论,对矩形断面有压管道汇流口的水力特性进行分析研究,提出收缩系数及局部能量损失系数的综合表达式,并与试验结果进行了比较。研究表明:正确描述管道汇流口水流特性,必须考虑主管和支管的面积、流量的相对大小和交汇角的影响;局部能量损失随流量比增大而增大,随面积比增大而减小,随交汇角增大而增大。

关键词:管路汇流口;压力管道;矩形断面;收缩系数;局部能量损失

中图分类号:TV134 **文献标识码:**B **文章编号:**1006-7647(2006)03-0062-05

Local energy loss at junction of pressurized pipes with rectangular cross section//MAO Ze-yu¹, LUO Sheng¹, ZHAO Xuan², YAO Cheng¹(1. Department of Hydraulic Engineering, Tsinghua University, Beijing 100084, China; 2. Institute of Nuclear Energy Technology, Tsinghua University, Beijing 100084, China)

Abstract: Based on the fundamental theory of hydrodynamics, the flow characteristics at the junction of the pressurized pipe with rectangular cross section were fully investigated, and general analytic expressions for both contraction coefficient and local energy loss were worked out. The comparison of the calculated result with the experimental data shows that the effects of the discharge ratio, area ratio, and junction angle between main pipe and branch pipe should be considered for accurate description of flow characteristics, and that the local energy loss increases with the discharge ratio and junction angle, while it inversely varies with the area ratio.

Key words: flow junction of pipe; pressurized pipe; rectangular cross section; contraction coefficient; local energy loss

在污水处理厂,传热、通风、配水系统等许多生产部门均存在许多汇流管路系统。减小管道的压力损失是提高系统和设备运行经济性的重要措施之一,因此,国内外对于管道流体阻力的研究均给予了高度重视^[1-4]。进行汇流管路系统设计时,特别是对于管段较多或汇流节点较多的管路系统,必须正确确定汇流口的局部能量损失。

如图 1 所示,当支流汇入主流时,由于附壁效应及主流挤压,支流向汇流口一侧弯曲并重新附壁,因而在汇流口侧下游附近形成分流区;外部水流收缩,形成折向汇流口对侧边壁的收缩区;干支流相互混掺顶托,导致交汇口附近上、下游水力要素改变^[5-8]。Taylor 于 1944 年针对矩形断面明渠交汇水流首先进行了试验研究,应用动量方程提出了上游支渠、下游干渠水深与流量比的关系式,并指出交汇水流独特水力特性研究的重要性和必要性。此后,不少研究者曾分别从能量方程、动量方程及势流理论等途径对汇流口附近的流动特征进行了探索,至今,对明渠

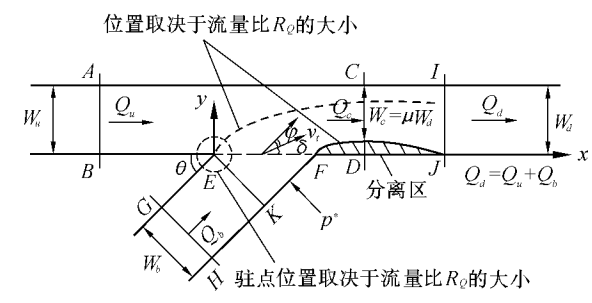


图 1 交汇口水流流动特征示意图

交汇口水力特性研究已有不少成果。但是,对压力管路汇流口水力特性的研究相对较少,尤其是针对矩形断面压力管道汇流口的研究则更少。Miller^[1]根据他人的实验结果,得出了圆形管道汇流口局部能量损失与流量比(支流/总流量)的关系曲线,并认为其结果同样适用于矩形断面管流。实际上,只有当圆管主、支管断面相等时,圆管与矩形断面管渠的汇流特征才有可能相似,因为这时支流均都贯穿主管渠整个宽度汇入干管。当主、支管面积不等时,两种断面形状的汇流特征存在较大差异。对于圆管,

当支管面积小于主管面积时, 汇流口的水流流动具有显著的三维特征, 支流相对于干流可视为横射流^[2,4]。而对于矩形断面管渠, 进入主渠支流限制在近壁面附近, 并随主流流动继续收缩, 直到最大收缩断面为止(图1中断面 CD), 在这个流区, 水流流动具有明显的二维特征, 其局部能量损失系数相对较小。

目前的工程实际中, 大多是根据文献[1]给出的局部能量损失与流量比(支流流量/汇流总流量)的关系曲线插值近似确定, 一方面给实际应用带来很大不便, 同时, 除了上述所述不足, 文献[1]所给出的关系曲线主要是根据他人有限的试验结果经曲线拟合及外延得到。由于条件限制, 试验数据点过于稀疏, 造成显著的不确定性。至今几乎所有的水力学或工程流体力学教科书中提及的处理方法均是设想在汇流处作一汇流面(即忽略水流的相互顶托混掺作用), 将汇流划分为两股流量沿程不变的总流, 分别应用能量方程求解, 而绝大多数情况下仅简单地选取某一常数。

本文根据矩形断面有压管道汇流口的水力特性进行进一步的分析研究, 提出收缩系数及局部能量损失系数的综合理论表达式, 并与试验资料进行了分析比较。

1 收缩系数的综合表达式

图1为矩形断面管道交汇口示意图。取 E 点为坐标原点, x 表示主管流动方向, y 指向汇流口对侧。交汇口下游附近断面 CD 处汇流达到最小过流断面(收缩断面)。

定义流量比 $R_Q = Q_b/Q_d$, 面积比 $R_A = A_b/A_d$, 收缩断面面积 $A_c = \mu A_d$, 其中 μ 为收缩系数。对控制体 $ABEGHFDCA$ 应用能量方程, 忽略位置水头及收缩水流局部能量损失, 得

$$\left(\frac{p_u}{\rho g} + \frac{\alpha_u Q_u^2}{2gA_u^2}\right)Q_u + \left(\frac{p_b}{\rho g} + \frac{\alpha_b Q_b^2}{2gA_b^2}\right)Q_b = \left(\frac{p_c}{\rho g} + \frac{\alpha_c Q_c^2}{2gA_c^2}\right)Q_c \quad (1)$$

式中: θ 为汇流口几何角; α 为动能修正系数; ρ 为水的密度; g 为重力加速度; p 为断面平均压强; Q 为流量; A 为断面面积; 下标 u, b, d, c 分别代表断面 AB, GH, IJ 与收缩断面 CD 。

根据恒定总流动量方程知, 单位时间内流出控制面与流入控制面的动量矢量差等于作用在所取控制体内流体上的各外力的合力矢量。令交汇口固体边壁对控制体 $ABEGHFDCA$ 内水流的作用力为 R (其分量值分别为 R_x 和 R_y)。对控制体 $ABEGHFDCA$ 沿

x 向应用动量方程, 经整理后得

$$\frac{\beta_c Q_c^2}{gA_c} - \frac{\beta_u Q_u^2}{gA_u} - \frac{\beta_b Q_b^2}{gA_b} \cos\theta = \frac{p_u A_u}{\rho g} + \frac{p_b A_b}{\rho g} \cos\theta - \frac{p_c A_d}{\rho g} - \frac{R_x}{\rho g} \quad (2)$$

连续性方程为

$$Q_u + Q_b = Q_c = Q_d \quad (3)$$

式中: β 为动量修正系数。严格地说, R 包括交汇口水流隔离体内的水流与空气、固体边界的边界反力(垂直于表面的压力和平行于表面的切力即固体边界的摩擦阻力)等。在研究交汇口这一局部水力现象时, 一般常假设 $R \approx p^* A_{KF}$ ^[5,6,9-10], p^* 为作用于支管侧壁的平均动水压强, $A_{KF} = A_b \cot\theta$, 因此 $R_x = R \cos(90^\circ - \theta) = R \sin\theta = p^* A_b \cos\theta$ 。根据明流交汇口研究结果^[9-10], $p^* = (p_b + np_c)/(1+n)$, 其中 n ($0 \leq n < \infty$)为压力修正系数(待定参数)。

若考虑 $A_u = A_d$ 情况, 同时假定交汇口上游附近干支管断面平均压强近似相等^[3,4], 即 $p_u \approx p_b = p$, 则由方程(1)和(2)得

$$\frac{\alpha_c}{2} \left(1 + \frac{n}{1+n} R_A \cos\theta\right) \frac{1}{\mu^2} - \frac{\beta_c}{\mu} + \beta_u (1 - R_Q)^2 + \frac{\beta_b R_Q^2}{R_A} \cos\theta - \left(\frac{\alpha_b R_Q^3}{2R_A^2} + \frac{\alpha_u (1 - R_Q)^3}{2}\right) \cdot \left(1 + \frac{n}{1+n} R_A \cos\theta\right) = 0 \quad (4)$$

式(4)为关于 $1/\mu$ 的一元二次方程, 其中 $\mu = f(R_Q, R_A, \theta, \alpha_u, \alpha_b, \alpha_c, \beta_u, \beta_b, \beta_c, n)$ 。显然, μ 需满足3个条件: ① $0 < \mu < 1$; ② $\mu(R_Q = 0) = 1$; ③ $\mu(\theta = 0) = 1$ 。可以证明其满足前两个条件。根据第三个条件可得到确定 n 值的一般表达式。若令 $\alpha \approx 1, \beta \approx 1$, 则得到隐式表达式为

$$\frac{n}{1+n} = \frac{2(1-R_Q)^2 + 2\frac{R_Q^2}{R_A} - \frac{R_Q^3}{R_A^2} - (1-R_Q)^3 - 1}{\frac{R_Q^3}{R_A^2} + (1-R_Q)^3 - 1} \cdot \frac{1}{R_A} \quad (5)$$

特别地, 当 $R_A = 1$ 时, 由式(5)解得 $n = 1/2$, 从而得到显式表达式

$$\frac{1}{\mu} = \frac{1 + \sqrt{R_Q(1+R_Q) \left(1 - \frac{2}{3} \cos\theta - \frac{1}{3} \cos^2\theta\right) + \frac{1}{9} \cos^2\theta}}{1 + \frac{\cos\theta}{3}} \quad (6)$$

对于 90° 汇流口($\theta = 90^\circ$), 若令 $\alpha \approx 1, \beta \approx 1$, 则得收缩系数表达式

$$\frac{1}{\mu} = 1 + \sqrt{\frac{R_Q^3}{R_A^2} - R_Q^3 + R_Q^2 + R_Q} \quad (7)$$

2 局部能量损失系数

忽略位置水头影响及沿程损失,定义水流局部能量损失系数分别为

$$\zeta_{ud} = \frac{h_{jud}}{\frac{v_d^2}{2g}} = \frac{\left(\frac{p_u}{\rho g} + \frac{\alpha_u v_u^2}{2g}\right) - \left(\frac{p_d}{\rho g} + \frac{\alpha_d v_d^2}{2g}\right)}{\frac{v_d^2}{2g}} \quad (8)$$

$$\zeta_{bd} = \frac{h_{jbd}}{\frac{v_d^2}{2g}} = \frac{\left(\frac{p_b}{\rho g} + \frac{\alpha_b v_b^2}{2g}\right) - \left(\frac{p_d}{\rho g} + \frac{\alpha_d v_d^2}{2g}\right)}{\frac{v_d^2}{2g}} \quad (9)$$

$$\zeta_{cd} = \frac{h_{jcd}}{\frac{v_d^2}{2g}} = \frac{\left(\frac{p_c}{\rho g} + \frac{\alpha_c v_c^2}{2g}\right) - \left(\frac{p_d}{\rho g} + \frac{\alpha_d v_d^2}{2g}\right)}{\frac{v_d^2}{2g}} \quad (10)$$

显然,由式(1)得三者间存在如下关系式:

$$(1 - R_Q) \zeta_{ud} + R_Q \zeta_{bd} = \zeta_{cd} \quad (11)$$

对收缩断面 CD 与断面 IJ 组成的水流控制体,由动量方程得

$$\frac{p_c - p_d}{\rho g} = \frac{\beta_d Q_d^2}{g A_d^2} - \frac{\beta_c Q_c^2}{g \mu A_d^2} \quad (12)$$

将式(12)代入式(10),得

$$\zeta_{cd} = \frac{\frac{\beta_d Q_d^2}{g A_d^2} - \frac{\beta_c Q_c^2}{g \mu A_d^2} + \frac{\alpha_c Q_c^2}{2g A_c^2} - \frac{\alpha_d Q_d^2}{2g A_d^2}}{\frac{Q_d^2}{2g A_d^2}} =$$

$$\frac{\alpha_c}{\mu^2} - \frac{2\beta_c}{\mu} + 2\beta_d - \alpha_d \quad (13)$$

若近似取 $\alpha \approx 1, \beta \approx 1$,则式(13)简化成

$$\zeta_{cd} = \frac{1}{\mu^2} - \frac{2}{\mu} + 1 = \left(\frac{1}{\mu} - 1\right)^2 \quad (14)$$

联立式(8),(9),(11),(13)得

$$\zeta_{ud} = \frac{\alpha_c}{\mu^2} - \frac{2\beta_c}{\mu} + 2\beta_d - \alpha_d - \frac{\alpha_b R_Q^3}{R_A^2} + \alpha_u R_Q (1 - R_Q)^2 \quad (15)$$

$$\zeta_{bd} = \frac{\alpha_c}{\mu^2} - \frac{2\beta_c}{\mu} + 2\beta_d - \alpha_d + \frac{\alpha_b R_Q^2 (1 - R_Q)}{R_A^2} - \alpha_u (1 - R_Q)^3 \quad (16)$$

显然, ζ_{ud} 和 ζ_{bd} 与 R_Q, R_A, μ 有关,而收缩系数 μ 又与 θ 有关。

若近似取 $\alpha \approx 1, \beta \approx 1$,则式(15)和(16)分别简化为

$$\zeta_{ud} = \left(\frac{1}{\mu} - 1\right)^2 - \frac{R_Q^3}{R_A^2} + R_Q (1 - R_Q)^2 \quad (17)$$

$$\zeta_{bd} = \left(\frac{1}{\mu} - 1\right)^2 + \frac{R_Q^2 (1 - R_Q)}{R_A^2} - (1 - R_Q)^3 \quad (18)$$

进一步分析 R_Q, R_A, θ 对 $\mu, \zeta_{ud}, \zeta_{bd}$ 的影响。为简单起见,根据式(7)分别对 R_Q, R_A 求导,并注意到

$$R_A = \frac{A_b}{A_u} < 1.0, \text{得}$$

$$\frac{\partial}{\partial R_Q} \left(\frac{1}{\mu}\right) = \frac{3R_Q^2 \left(\frac{1}{R_A^2} - 1\right) + 2R_Q + 1}{2\sqrt{\frac{R_Q^3}{R_A^2} - R_Q^3 + R_Q^2 + R_Q}} > 0$$
$$\frac{\partial}{\partial R_A} \left(\frac{1}{\mu}\right) = \frac{-\frac{R_Q^3}{R_A^3}}{\sqrt{\frac{R_Q^3}{R_A^2} - R_Q^3 + R_Q^2 + R_Q}} < 0$$

即 $\frac{\partial \mu}{\partial R_Q} < 0, \frac{\partial \mu}{\partial R_A} > 0$,表明 μ 随 R_Q 的增大而减小,随 R_A 的增大而增大。将式(7)分别代入式(17)和式

(18),求得 $\frac{\partial \zeta_{ud}}{\partial R_Q} > 0, \frac{\partial \zeta_{bd}}{\partial R_Q} > 0, \frac{\partial \zeta_{bd}}{\partial R_A} < 0$ 。说明局部能量损失随 R_Q 的增大而增大,随 R_A 的增大而减小。类似地,以 $R_A = 1.0$ 的收缩系数表达式(6)为例,对 θ 求得 $\frac{\partial \mu}{\partial \theta} < 0$,故由式(17)和(18)得 $\frac{\partial \zeta_{ud}}{\partial \theta} > 0, \frac{\partial \zeta_{bd}}{\partial \theta} > 0$,表明 μ 随着 θ 的增大而减小(有效过流断面减小),局部能量损失随着 θ 的增大而增大。

3 验证及分析

应用文献[11]中 $\theta = 30^\circ, 60^\circ, 90^\circ$ 的矩形断面有机玻璃汇流管道试验结果对本文提出的理论表达式进行验证。实验汇流管道系统为潜水泵、输水管路、汇流管路及蓄水池组成的自循环封闭系统。主管长 14 m,断面高 $H_u = H_d = 10.16$ cm、宽 $W_u = W_d = 7.62$ cm;支管长 5.5 m,距主管进口 6 m 处与主管相接,保证汇流口试验段水流为充分发展紊流。断面高 $H_b = 10.16$ cm,宽 $W_b = 7.62$ cm, 5.84 cm, 3.81 cm, 2.03 cm, 1.01 cm, 因此 $R_A = \frac{A_b}{A_d} = \frac{W_b}{W_d} = 1.00, 0.77, 0.50, 0.27, 0.13$ 。主、支管上游流量由薄壁三角堰确定。为了量测汇流口附近的压强分布,沿主管与支管壁面中心线布置测压孔(直径 2 mm),并与测压管相连得到压强值(精确到毫米级)。测压管在汇流口上游主管上安装 8 个,下游安装 10 个,主管上安装 6 个。距汇流口较远处由于不受汇流口影响,主、支流断面平均压强沿程为线性分布。这与理论分析即达西-魏斯巴赫公式 $h_f = \frac{p_1 - p_2}{\rho g} = \left(\frac{\lambda v^2}{8gR}\right)L$ 相吻合。分别绘制总水头线,延伸至汇流口中心,得到相

应的局部水头损失值,并由式(8)、式(9)得到局部损失系数 ζ_{ud} 和 ζ_{bd} ,由式(11)计算得到 ζ_{cd} 。

图2给出的是 $\theta = 30^\circ$ 和 $\theta = 90^\circ$ 时的收缩系数计算值与实测值的比较。由图2可见,总体上两者吻合较好。 μ 随 R_Q 增大而减小、随 R_A 增大而增大。这是由于当 R_Q 较小或 R_A 较大时支流流速(动量)相对较小,交汇口干支流相互顶托作用较弱,流态较为平稳,从而下游附近分离区尺寸较小(收缩系数较大)。相反,当 R_Q 较大或 R_A 较小时,支流具有较大的汇入流速(动量),折冲后在下游形成较大尺寸分离区,导致收缩系数较小。与 $\theta = 30^\circ$ 的交汇情况相比较, $\theta = 90^\circ$ 汇流时支流折冲现象更为显著,因而收缩系数相对较小,表明收缩系数随交汇角的增大而

减小。

图3给出的是针对 $\theta = 30^\circ$ 和 $\theta = 90^\circ$ 时由式(15)和式(16)计算得到的 ζ_{ud} 和 ζ_{bd} 与试验结果的比较。显然,两者吻合较好。由图3可见,对于给定的 θ 值, ζ_{ud} 和 ζ_{bd} 均随 R_Q 增大而增大,随 R_A 减小而增大。当 R_A 较小时, ζ_{ud} 和 ζ_{bd} 随 R_Q 的增长趋势更为明显,这是因为此时支管流量增加将显著增大支流流速,加剧汇流口附近的水流紊动。同时,比较图3(a),(b)可以发现 ζ_{ud} 和 ζ_{bd} 均随交汇角 θ 的增大而增大。

4 结 语

本文根据水动力学原理,对矩形断面有压管道

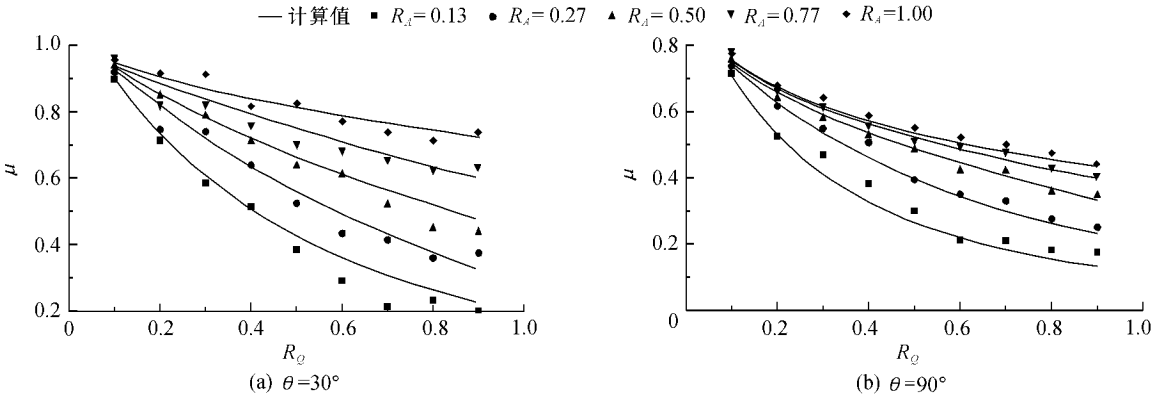


图2 收缩系数与流量比、面积比的变化关系

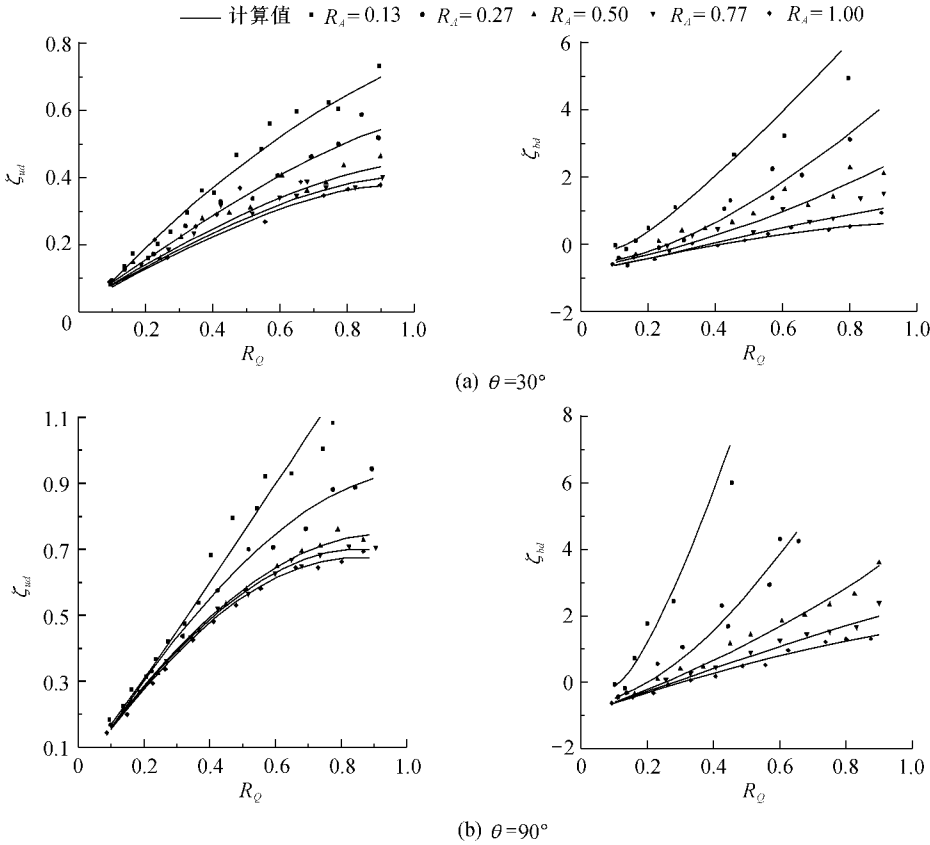


图3 局部能量损失系数与流量比、面积比的变化关系

汇流口的水力特性进行分析研究,并在此基础上考虑主管面积相对大小 R_A 、汇流口几何角 θ 及主流流量相对大小 R_Q 的影响,分别提出了汇流口下游附近最大收缩断面的收缩系数综合表达式、主流流经汇流口和支流汇入主流的局部能量损失系数 ζ_{ud} 和 ζ_{bd} 的普遍表达式。与有机玻璃汇流管道试验资料进行了比较,结果表明两者吻合较好。计算与试验结果均表明,收缩系数 μ 随 R_Q 的增大而减小,随 R_A 的增大而增大,随 θ 的增大而减小;局部能量损失随 R_Q 的增大而增大,随 R_A 的增大而减小,随 θ 的增大而增大。

本文研究成果主要是针对主管道汇流口上、下游断面相等的情况。作为进一步研究,有必要就汇流口上、下游主管道断面不等及主、支管两者断面高度不等等情况进行实验,以便对本文提出的理论表达式进行更为广泛的验证。

参考文献:

[1] MILLER D S. Internal flow systems[M]. 2nd ed. Houston: Gulf Publishing, 1990.

[2] SERRE M L. A study of energy loss at combining pipe junction in fish bypass systems[D]. Iowa: The University of Iowa, 1992.
[3] MAO Ze-yu. Partially filled unsteady flow analysis in the region of pipe junctions[D]. Scotland, UK: Heriot-Watt University, 1993.
[4] ZHU W. Characteristics of dividing and combining flows[D]. Montreal, Canada: Concordia University, 1995.
[5] HSU C C, WU F S, LEE W J. Flow at 90° equal-width open-channel junction[J]. J Hyd Eng, 1998, 124(2): 186-191.
[6] 茅泽育, 罗昂, 赵升伟, 等. 等宽明渠交汇口水流一维数学模型[J]. 水利学报, 2004(8): 26-32.
[7] 茅泽育, 赵升伟, 罗昂, 等. 明渠交汇口水流分离区研究[J]. 水科学进展, 2005(1): 7-12.
[8] 茅泽育, 赵升伟, 张磊, 等. 明渠交汇口三维水力特性试验研究[J]. 水利学报, 2004(2): 1-7.
[9] HAGER W H. Discussion: separation zone at open-channel junctions[J]. J Hyd Eng, 1987, 113(4): 539-543.
[10] HAGER W H. Transitional flow in channel junctions[J]. J Hyd Eng, 1989, 115(2): 243-259.
[11] BAINBRIDGE K P. The confluence of rectangular-pipe flow[D]. Scotland, UK: Heriot-Watt University, 1986.

(收稿日期: 2005-07-18 编辑: 高建群)

(上接第 58 页)

4.2 引水隧洞与排水廊道的岩体厚度

排水廊道设在钢衬起始处,距两边钢管 22 m,并与厂房排水廊道相通,断面为 2.5 m×3.0 m,主要作用是降低钢衬段的外水压力。排水廊道与引水隧洞之间的水力梯度有 2 组,分别为相互垂直和相互平行,两者之间岩体最小厚度均为 21.4 m,水力梯度 13.0。

如何判定排水廊道与引水隧洞之间的岩体厚度是否满足要求?从图 1 可知,排水廊道距钢筋混凝土钢衬越近则降低外水压力越有效,但同时水力梯度越大,将越削弱其承受内水压力的能力。但实际上很难确定统一的允许水力梯度。参照表 1 中工程实例统计,本工程采用较小距离,认为排水廊道出现稍大的渗流量不用担心,但渗水必须是干净的。当然,渗流量过大时需要进行工程处理,但可较大规模地降低钢衬承受的外水压力,总体而言利大于弊。

考虑到排水廊道与引水隧洞间水力梯度不算太大,同时排水廊道尺寸小,故认为排水廊道洞周围岩在外水作用下的稳定性较好。

4.3 相关的工程措施

因总体布置需要,本工程洞间岩体厚度无太多富余,为进一步防治渗漏,可采取一些工程措施来进一步保证。如要求全部洞室开挖必须采用光面爆破,短进尺多循环施工,把对围岩的扰动降低到最小

程度。又如在水力梯度较大的隧洞段加强固结灌浆,待隧洞开挖后根据实际地质情况对少数特别差的地质部位补充化学灌浆。

参考文献:

[1] 向林. 不良围岩渗透稳定性初探[J]. 长江水利教育, 1994(1): 65-67.
[2] 水利水电规划设计总院, 水利水电地下建筑物情报网. 水利水电工程地下建筑物设计手册[M]. 成都: 四川科学技术出版社, 1993.
[3] 张秀丽. 天荒坪抽水蓄能电站钢筋混凝土岔管结构设计[J]. 水力发电, 2001(6): 41-43.
[4] 叶冀升. 广蓄电站钢筋混凝土衬砌岔管建设的几点经验[J]. 水力发电学报, 2001(2): 93-105.
[5] 刘世明, 胡宏磊, 陈鼎. 天荒坪抽水蓄能电站岔管区域高压渗透试验[J]. 岩土工程学报, 1996(6): 31-38.

(收稿日期: 2005-03-24 编辑: 高建群)

