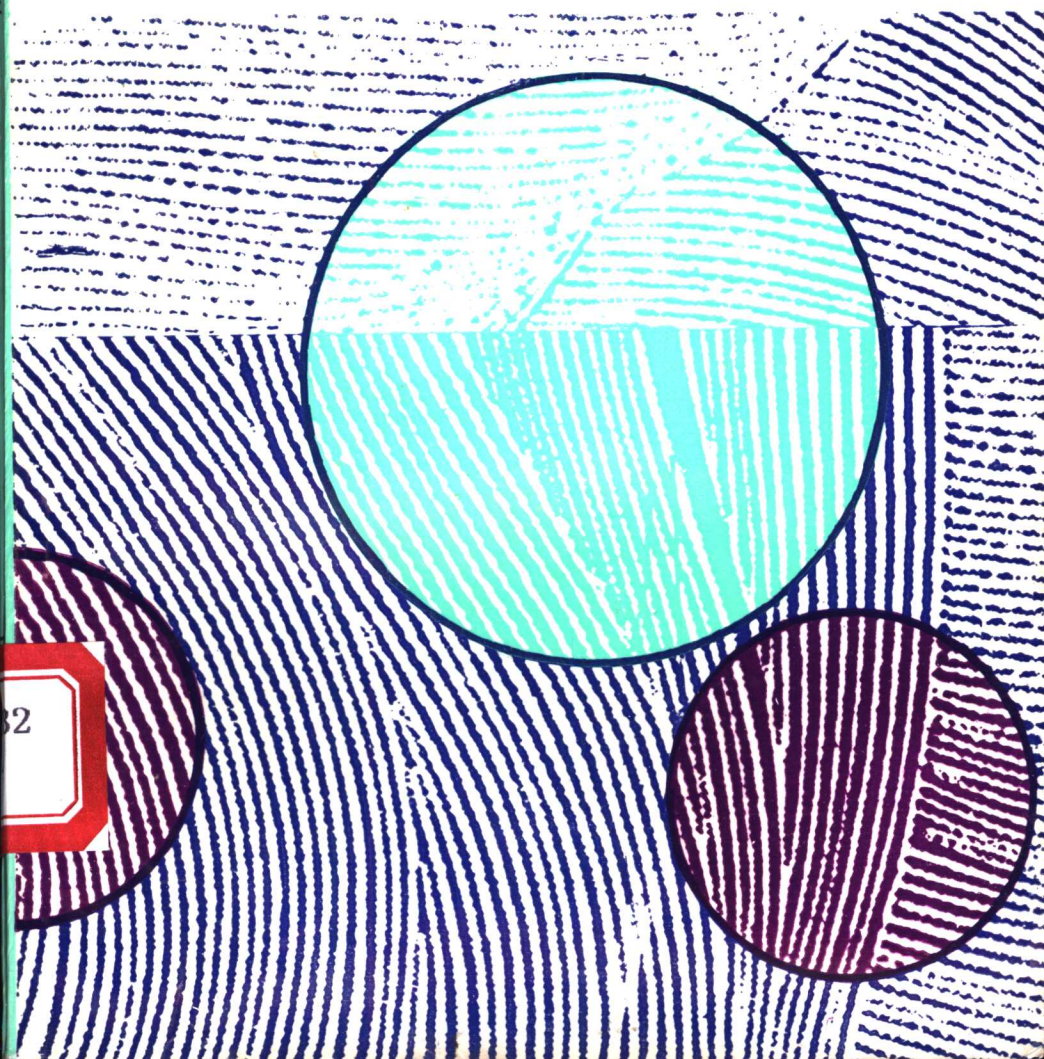


管道瞬变流动分析

张国忠 编著 · 石油大学出版社



32

管道瞬变流动分析

张国忠 编著

石油大学出版社

鲁新登字 10 号

管道瞬变流动分析

张国忠 编著

石油大学出版社出版

(山东省东营市)

新华书店发行

山东省东营新华印刷厂印刷

开本 850×1168 1/32 6.125 印张 160 千字

1994 年 12 月第 1 版 1994 年 12 月第 1 次印刷

印数 1-2000 册

ISBN 7-5636-0544-4/TE·88

定价：4.50 元

目 录

第一章 绪论	(1)
第一节 瞬变流理论的发展过程.....	(1)
第二节 水流的不稳定现象.....	(2)
第三节 分析方法	(13)
第二章 管道瞬变流动的理论	(16)
第一节 弹性理论	(16)
第二节 波速方程	(23)
第三节 刚性理论	(33)
第三章 特征线解法	(38)
第一节 简化特征线法	(38)
第二节 基本边界条件	(48)
第三节 基本的计算程序	(50)
第四节 通用特征线解法	(52)
第四章 边界条件	(60)
第一节 串联管接点	(60)
第二节 分支管接点	(63)
第三节 内部局部损失	(65)
第四节 阀门	(67)
第五节 集总系统	(70)
第六节 压力波的传递与反射	(74)
第五章 离心泵产生的不稳定流动	(79)
第一节 离心泵的工作理论	(80)
第二节 离心泵失去动力后的工作特性	(82)
第三节 单泵边界条件	(89)
第四节 串联离心泵机组	(93)

第五节	并联离心泵机组	(97)
第六节	离心泵的无因次全特性	(100)
第六章	长距离管道中的瞬变流动	(114)
第一节	几个专业术语的定义	(115)
第二节	长距离管道中产生不稳定流动的原因和特点	(118)
第三节	分析方法	(119)
第四节	长距离管道设计过程中应注意的问题	(127)
第七章	气体逸出与液柱分离	(131)
第一节	气体的逸出与液体汽化过程	(132)
第二节	无气体逸出条件下的液柱分离	(135)
第三节	管内存在气-液混合物时的液柱分离	(137)
第八章	控制装置与保护措施	(145)
第一节	调节阀	(145)
第二节	压力保护	(154)
第三节	气体缓冲罐	(161)
第四节	空气阀	(165)
第五节	长距离管道瞬变流动过程的自动控制	(169)
附录	(174)
参考文献	(187)

第一章 绪 论

第一节 瞬变流理论的发展过程

一般讲,很难确切地说出管道流体瞬变流分析是什么时候开始的。但对于水击压力计算,特别是管内水击压力计算,确定这个问题并不难。按照罗斯(H. Rouse)^[1]的观点,俄国学者儒柯夫斯基(Nicolai Joukowski)在1898年发表的关于莫斯科市政供水系统的试验研究成果中,第一次证明了:水管道内水击压力值的大小与流速、水击波速及介质密度变化有关。他推导了计算水击波速和水击压力的方程,而且还考虑了压力波在边界处的反射,阀门关闭时间与水击波周期之间的关系,气体缓冲罐和安全阀门的应用。

几乎与儒柯夫斯基的研究同步,意大利水力学家埃利维(Lorenzo Allievi)也在独立地进行着水击问题的研究。在他1913年发表的文章中,提出了水击过程的微分方程和图解分析方法,大大扩展和加深了儒柯夫斯基的水击研究成果和分析过程,为后来50年内该领域的进一步发展奠定了基础。

此后,水击分析的图解方法不断完善。图解方法不仅可以更精确地考虑摩擦损失的影响,而且可以应用于某些更复杂的边界条件。同时,人们曾试图得到水击过程两个偏微分方程的解析解,但由于非线性摩擦项的存在,给求解过程带来很多困难。简化摩擦项后的解析解难以保证计算精度。

到了20世纪60年代,电子计算机的出现为水击分析应用于工程设计开辟了新的途径。美国密执安大学斯特利特(V. H. Stieeter)^[2]教授第一次使用特征线解法,在计算机上求解了考虑摩擦影响后的水击压力,并得到了满意的结果,开始了工程设计中

把水击计算作为正常设计程序的起点。这样,在国际上,人们把斯特利特、埃利维和儒柯夫斯基并列为水击分析史上三位杰出的贡献者。

早期,人们对管道内瞬变流动过程的研究主要集中在因流速变化产生的水击过程和水击压力保护方面。随着人们对水击减压波引起的气体逸出和液柱分离过程认识的不断深入,管道内瞬变流动的理论也得到了不断发展和完善。

目前,管道内瞬变流动问题分析的重点几乎完全集中在计算机应用上。在这方面有代表性的著作有怀利(E. B. Wylie)和斯特利特^[3]、沃特斯(G. Z. Watters)^[4]、乔特利(M. H. Chaudhry)^[5]、蒲家宁^[6]等人的著作。

针对我国管道系统输油工艺的发展方向,为了由旁接油罐流程不断改造为泵到泵的密闭输送流程,东北管道局与华东石油学院合作早在1973年就开始进行长输热油管道密闭输送过程的现场试验研究,分析了长距离输油管道水击计算的近似方法^[7],为我国长距离输油管道实现密闭输送奠定了基础。

第二节 水流的不稳定现象

一、水流的不稳定现象

在日常生活中,我们碰到的不稳定流动现象很多。当关闭阀门时,随着阀门开度的减小,管道中的流速也逐渐减小。由于水流的惯性作用,在阀门的上游部分产生压力升高,而在其下游部分产生压力降低。同时这种压力波动会沿管道向上、下游传播,引起管内流体的瞬变流动。这种水流的不稳定现象也称为水击现象。长距离管道的操作管理中,计划内的启泵、停泵,正常情况的流量调节,泵或电机保护装置动作造成的突然停机,动力源故障造成的突然停机,阀门的误操作或操作失灵等都会使输量变化,在管内产生瞬变流动过程。

1. 流动的分类和定义

我们把压力管道中任一点的流速和压力仅仅与该点的位置有关,而与时间无关的流动称为恒定流或稳定流。相反,管道中任一点的流速和压力不仅与该点的位置有关,而且与时间有关的流动称为不稳定流或瞬变流。瞬变流是从一种稳定流态过渡到另一种稳定流态时的过渡状态。自然界中,不稳定流动现象是普遍存在的,而稳定流动仅是流动过程中的特殊状态。实际中,为了简化计算,人们把运动参数随时间变化不大的流动作为稳定流动处理,使用稳定流的方法进行计算。

2. 水击过程的简单描述

从水库往下游引水的等直径自流短管中末端阀门瞬时关闭时的水击现象是大家所熟知的,也是研究管内不稳定流动过程的基础。为了简化分析,假定管道是水平的,且忽略管内流体的摩擦和管壁变形产生的能量损失。如图 1-1 所示,稳定流动时管内流体的能量压头线为一水平线(忽略摩擦压力损失和动能),能量压头为水库液体表面至管中心的高度 H_0 。

当阀门瞬时关闭时($t=0$),阀门处流体的流动受到阻止,流速变为零。流体所具有的动能转变为压力能,产生水击压力 ΔH ,使阀门上游处的压力上升。管壁在水击压力作用下发生膨胀,流体受到压缩(见图 1-1a)。当第一层流体受到压缩时,来自水库的液流仍以稳定时的流速向阀门处流动,使邻近的流体填充了第一层流体压缩和管壁膨胀而增加的容积之后,相邻第二层流体的流速也顺序从 V 降为零,随即产生增压(ΔH),流体受到压缩,管壁产生膨胀,重现第一部分流体停流后的现象。这样,使临近的其后各层相继重复前面的过程而使流体受到压缩,停止流动,直到水库的管道入口为止。水击压力 ΔH 沿管道的传播过程称为压力波的传播。因为 ΔH 是相对管内稳态压头的增加量,所以这种压力波也称为水击增压波。增压波以波速为 a 的速度向上游移动。增压波经过时,流体处于静止,受压缩,管道产生膨胀。当压力波到达管道

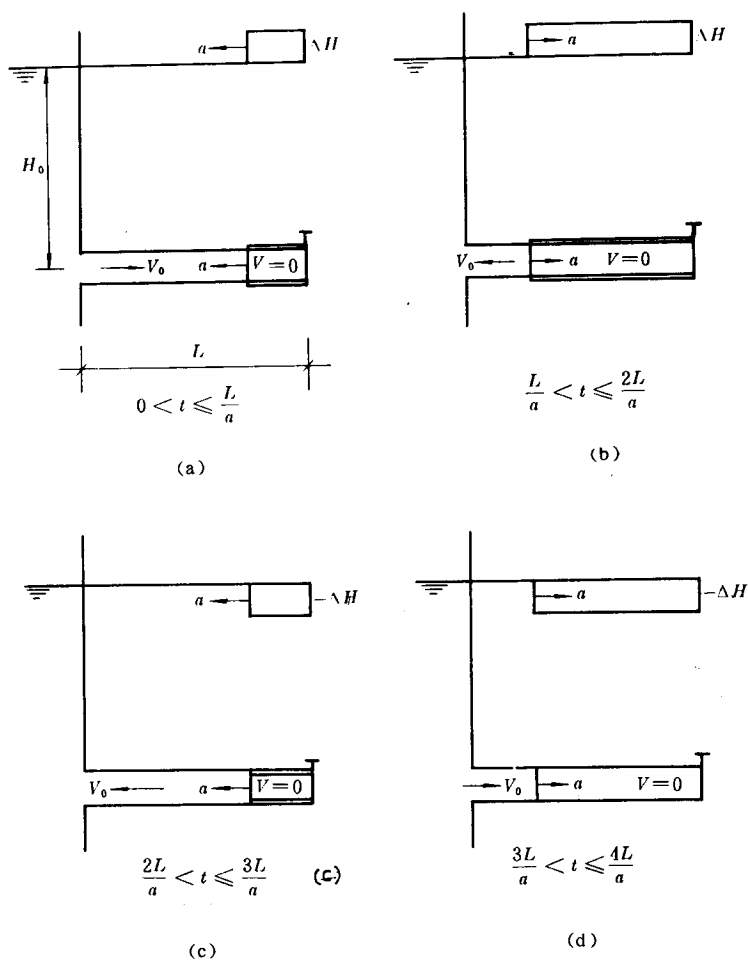


图 1-1 阀门瞬时关闭后一个周期内压力波的变化过程
 的上游端($t=L/a$),管内流体都受到水击压力 ΔH 的作用,管内
 流体的动量等于零。流体的动能转变成了流体和管壁所增加的弹

性能。由此可见,产生水击的过程即是能量的转换过程。水击压力 ΔH 向上游传播过程中所到达的位置称为压力波前峰。如 $t = 0.5L/a$ 时,压力波前峰位于管道中间位置; $t = L/a$ 时,压力波前峰到达水库。

当压力波到达管道的上游端时,管内的流体处于静止状态,流体的动能等于零。由于水库的液位是不变的,水库入口处的压力处于不平衡状态。在水击压力 ΔH 的作用下,管内流体开始以稳定时的流速 V 。流向水库(见图 1-1b)。当管内流体从 $V = 0$ 开始反向流动时,反向流速 $V = -V_0$ 。管道系统增加的弹性能又转变为流体的动能。流体动能的绝对值等于稳定流动时的值,而符号相反。由于流体反向流动,使流体的压力又降低了 ΔH 。 ΔH 也称为压力波在水库边界处的反射。因为反射后管内压力在原来的基础上减小了 ΔH ,所以对这种情况, ΔH 也称为减压波。减压波的传播速度也等于水击压力波速 a 。当 $t = 2L/a$ 的瞬间,减压波到达阀门处,管内压力恢复到关阀前的状态,管壁应力恢复正常。此时管内流体的速度为 V_0 ,但方向流向水库。

由于阀门是关闭的,阀门处没有流体可以维持液流向前的流动,流体膨胀,在阀门处产生低压力,使流体停止流动。 $-\Delta H$ 即为减压波的反射。在关闭的阀门处,减压波反射后仍为减压波。减压波以波速 a 向上游传播,所经之处流体停止流动,在低压作用下管道产生收缩,液体产生膨胀。

阀门关闭后 $t = 3L/a$ s 时,减压波到达管道的上游端。此时管内液体重新处于静止,管内压力比关阀前的水库液位 H_0 低了一个 ΔH 。水库入口处压力不平衡使得流体以 V_0 重新流入管道,管内压力在原来的基础上又增加 ΔH 。当压力波到达阀门处时,即 $t = 4L/a$ s 时,管内状态重新恢复到关阀前的状态。

上述过程每隔 $4L/a$ s 重复一次。实际上,由于流体的摩擦,而且管材和流体也不是理想弹性体,在管道系统的弹性变形过程中,会消耗能量,使得管内压力脉动会不断减弱而最终消失。文献中称

$2L/a$ 为管路周期,即压力波往返所需的时间。

二、直接水击压力的计算公式

图 1-2 为简单的水库引水管路系统。当末端阀门瞬间关闭一定开度,阀门上游端流速减少了 ΔV ,因惯性作用,在阀门的上游端产生水击压力 ΔH 。所以也把这种只因流速变化产生的压力波动值称为直接水击压力。

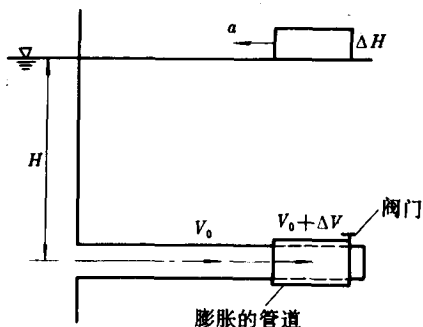


图 1-2 水库引水管路示意图

为了应用动量原理,在水击压力 ΔH 作用的管段内,沿压力波前峰部分在管内取一控制体,分析控制体内的动量变化,导出直接水击压力的计算公式。

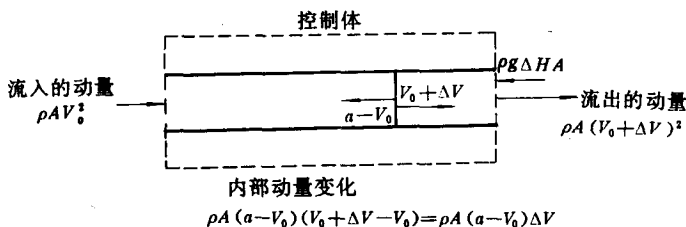


图 1-3 控制体动量分析图

控制体的受力分析如图 1-3 所示。为了简化分析,忽略流体内的摩擦阻力和上游端出口的局部阻力损失。压力波前峰以绝对速

度 $a - V_0$ 向左运动。根据动量原理,沿 x 方向的合外力应等于控制体内的动量增量(即流入、流出控制体的动量差+控制体动量的净通量),即

$$-\rho g \Delta H A = [\rho A(V_0 + \Delta V)^2 - \rho A V_0^2] + \rho A(a - V_0)\Delta V$$

式中 ρ ——流体的密度, kg/m^3 ;

g ——重力加速度, m/s^2 ;

A ——管道的横截面积, m^2 ;

V_0 ——稳定状态管内的流速, m/s ;

ΔV ——流速的变化量, m/s ;

a ——水击波速, m/s ;

ΔH ——压头增量(水击压力), m 。

流体质量 $\rho A(a - V_0)$ (水击波绝对速度 $a - V_0$ 传播单位时间所包含的质量)的速度变化为 ΔV 。

整理上述方程,改写为

$$\Delta H = -\frac{a\Delta V}{g} \left(1 + \frac{V_0}{a} + \frac{\Delta V}{a} \right) \quad (1-1)$$

如果流动完全停止, $\Delta V = -V_0$ 。在阀门上游侧产生的水击压力

$$\Delta H = aV_0/g \quad (1-2)$$

如果管内流体的速度只是变化了 ΔV ,对于金属管内的液体, $(V_0 + \Delta V)/a$ 项与 1 相比甚小,可以忽略。对于这种情况,阀门上游侧产生的水击压力

$$\Delta H = -\frac{a}{g} \Delta V \quad (1-3)$$

如果阀门顺序关闭,方程变为

$$\sum \Delta H = -\frac{a}{g} \sum \Delta V \quad (1-4)$$

上式适用于关阀持续时间小于 $2L/a$,即关阀产生的压力波还未经水库反射到阀门处。 L 为管道长度。对这种情况,阀门上游侧产生

的水击压力峰值与瞬时关阀产生相同流速变化的水击压力峰值相同,但沿线压力分布与瞬时关阀的情况就不一样了。

假如阀门的关闭时间慢于 $2L/a$,反射后的减压波会在阀门未完全关闭时返回。返回的减压波与由于继续关阀产生的增压波叠加,会使压力增加的速率降低。甚至有可能出现这种结果,关阀时间大于 $2L/a$ 后阀门继续关闭产生的增压值,小于阀门处返回减压波的减压值,而使阀门处水击压力峰值不断减小。

现代建设的大直径管道,站间距离长达 100km,管路周期(压力波返回时间 $2L/a$)接近 200s,相当于关阀时间为 200s。这样的关阀时间看起来似乎是慢的,但如果在这个时间内阀门完全关闭,阀门处的水击压力仍达最大值,相当于阀门的瞬时关闭。应该认识到,只根据关阀时间的长短而不涉及适用于阀门的管路周期($2L/a$)来讨论关阀速率是不合适的。

对开阀的情况,使用类似的过程,也可以得到方程(1-3)或(1-4)。只是流速的增量为正,产生的水击压力为负值,水击压力波为减压波。

由上述分析可知,管内不稳定流动过程中,管内流体的流速突然变化时,会导致管内压力的突然变化。压力的变化量统称为水击压力。流体速度变化,即意味着流体的动能变化。动能转变为管道系统的弹性能,使管内液体压力发生变化。流体流动过程中,当流动受到某种作用的阻止,流体沿受阻的方向会产生增压波,使流体压力增加一个水击压力 ΔH 。通常也称这种情况为“憋压”。如末端阀门突然关闭,在阀门上游管道压力会增加 ΔH 。长距离管道中间泵站停运,或停一机,对停运站上游系统产生的不稳定过程,也属于这种情况。在管道系统中,当流动状态发生突然变化,流量供应不足时,在流体内会产生减压波,使流体压力减少一个水击压力 ΔH 。如阀门瞬时关闭,在阀门下游会产生流量突然减小,使管内流体产生膨胀,流体压力下降 ΔH 。长距离管道中间泵站停运,对停运站下游管道产生的不稳定过程,也应属于这种情况。

图 1-4 表示了水库引水管道末端阀门瞬时关闭, 阀门位置上游压力变化的规律。图中为忽略摩擦和管道系统的弹性能耗的理想情况。因流速变化产生的水击压力保持不变, 阀门处的压头, 因水击压力的作用, 周期性地变化。实际中, 由于摩擦作用, 阀门处水击压力峰值不断减小, 最后趋于平衡。

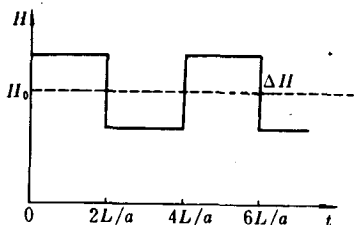


图 1-4 末端阀门瞬时关闭时阀门上游压力的变化过程

水库引水管道末端阀门瞬时关闭后, 水击压力沿管道的传播和分布如图 1-1 所示。如果末端阀门不是瞬时关闭, 而是顺序关闭, 水击压力沿管道的分布与关阀过程和关阀后的时间有关。

1. 末端阀门关闭持续时间 $t < \frac{L}{a}$

在此关阀时间内, 阀门处产生的压力波不能传到水库, 沿管道各点的水击压力取决于水击压力的叠加(或取决于各点的位置)。

距阀门越近, 水击压力越大。图 1-5 为阀门处流速等量阶梯性变化(关阀时间 $t = \frac{L}{a}$, 分六个关阀阶段)时, 管内压力的变化情况。关阀产生的水击压力刚传到水库, 而阀门处水击压力达到最大值。图中的斜虚线为阀门处流速等量连续线性变化时管内水击压力的分布情况。

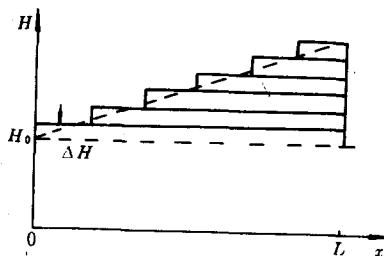


图 1-5 阶段关阀沿线压力的变化

图中的斜虚线为阀门处流速等量连续线性变化时管内水击压力的分布情况。

2. 末端阀门关闭持续时间 $t > \frac{L}{a}$

当 $t > \frac{L}{a}$ 时,水击波已经到达水库,并产生反射波。产生的反射波沿管道传播,并与增压波叠加。如果 $t > \frac{2L}{a}$,水库出口的反射波会传到阀门,在阀门处再次反射。因此,在这种情况下,沿管道各点的水击压力值应该是增压波、反射波叠加的结果。

管道系统稳定运行时,工作状态(压力、流量)不随时间变化,如图 1-4 中表示的 H_0 虚线。管道瞬变流分析的目的就是要了解不稳定流动过程中,管道的运行状态参数相对于稳态值随空间位置和时间变化关系。

三、压力波传播速度的基本公式

下面根据质量守恒原理,推导水击压力波传播速度的基本表达形式。

假设图 1-2 中管路末端阀门迅速关闭,根据管内流体的连续性,应用方程(1-1),可以计算水击压力波速。我们知道阀门瞬时关闭后,压力波经过 $\frac{L}{a}$ s 从管道下游端传播到上游端。由于水击压力在阀门上的作用,使管道沿轴向伸长 ΔS ;在水击压力作用下,管道横断面面积增加了 ΔA ,流体密度变化了 $\Delta \rho$ 。压力波传播 $\frac{L}{a}$ s 时间内,流入管道的液体量为 $\rho AV_0 \cdot \frac{L}{a}$,根据质量守恒原理,流入量应等于管道容量的增加量与管内流体压缩量之和。

$$\rho AV_0 \cdot \frac{L}{a} = \rho L \Delta A + \rho A \Delta S + L A \Delta \rho$$

假设管道在 $\frac{L}{a}$ s 时间内伸长了距离 ΔS ,阀门移动速度应为 $\Delta S \cdot \frac{a}{L}$,阀门处流体速度变化量 $\Delta V = (\Delta S \frac{a}{L}) - V_0$,使用这个关系从上式中消去 V_0 。得

$$-\frac{\Delta V}{a} = \frac{\Delta A}{A} + \frac{\Delta \rho}{\rho}$$

代入方程(1-1),可以得到

$$a^2 = \frac{g\Delta H}{\Delta A/A + \Delta \rho/\rho} \quad (1-5)$$

根据液体体积弹性系数的定义

$$K = \frac{\Delta P}{\Delta \rho/\rho}$$

代入(1-5)式,且 $\Delta P = \rho g \Delta H$

$$a^2 = \frac{K/\rho}{1 + (K/A)(\Delta A/\Delta P)} \quad (1-6)$$

(1-6)式表示压力波速与液体的弹性系数 K 、密度 ρ 和管材的弹性 $\Delta A/\Delta P$ 有关。对于刚性管道 $\Delta A \approx 0$, $a \approx \sqrt{K/\rho}$, 即无限流体介质中微小扰动的声速。对于理想弹性管, $(K/A)(\Delta A/\Delta P) \gg 1$, 流体的弹性变得不重要, 那么

$$a \approx \sqrt{\frac{A}{\rho} \frac{\Delta P}{\Delta A}} \quad (1-7)$$

四、气体逸出与液柱分离

水击的危害之一是减压波有可能使管内液体出现液柱分离。当管道的上游边界产生压力降低, 如阀门的突然关闭, 或泵机组的突然停运, 下游管道系统的某些位置就有可能出现液柱分离现象。当上游边界压力降低时, 有一减压波沿管道向下游方向传播, 使液体的流速减小。而减压波到达之前的液体仍以稳定状态时的流速向前流动。减压波波峰前后流速之差使压力波所经之处管内液体的压力降低。如果管内液体含有溶解气体, 当管内压力低于液体的饱和压力时, 溶解气就会逸出, 在液体内形成许多小气泡。当管内压力低于液体的饱和蒸汽压时, 管内液体就会汽化沸腾, 产生蒸汽。蒸汽与已形成的溶解气泡结合, 形成较大的气泡, 上升到液体表面。液体内的气泡倾向于停留、聚集在管道高点的下游顶部, 形成较大的气泡区, 而液体在气泡的下面流过, 如图 1-6 所示。气泡

区形成后,它会连续地增长直到气泡两侧液柱流速达到平衡为止。一般,下游液柱会加速,而上游液柱会减速。当管内压力恢复时,气泡会迅速破灭。

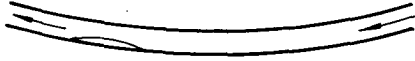


图 1-6 管道气泡的聚集位置

在低压区,液体内溶解气的逸出与液体汽化,会降低压力波的传播速度,使水击压力分析过程复杂化了。压力波降低的程度,取决于气泡量的多少。第七章将专门讨论这些问题。

五、水击的破坏作用

水击的破坏作用有两个方面:一是水击增压波造成管道超压引起的强度破坏。当液体管道产生水击时,一般水击压力波会以 1000m/s 左右的速度沿管道传播。水击波波峰过后,由于流动状态的不平衡,还会产生充装压力(见第六章)。水击波增加的压力和充装压力叠加在管道稳态剩余压力上,构成液体的压强。当叠加后的液体压强超过管道的最大允许工作压力,就有可能引起强度破坏。因此,水击增压波沿管道传播过程中,凡是稳定运行时动水压力接近管道临界承压能力的位置(如山区管道的某些低洼地段,管道中间壁厚变化位置,出站管道等),都有可以引起管道超压,造成强度破坏。二是水击减压波使管内压力降低至真空压力,管道失稳产生变形,或分离后的液柱相遇产生的高压力造成强度破坏。这种情况往往发生在短距离的大直径管道(如水电站的引水管道),或长距离管道的高点,且动水压力接近当地大气压的位置。日本 Oigawa 水电站的水击事故就是一个典型的例子。1950年6月水电站计划检修时,由于阀门的误操作和机械装置失灵,使一进水蝶阀快速关闭。关阀产生的增压波使阀门上游直径为 2.7m 的引水钢管产生