



普通高等教育“十二五”规划教材
油气储运工程专业

管道瞬变流动分析

包日东 主编 冯颖 郝敏 张金萍 副主编

GUANDAO SHUNBIAN LIUDONG FENXI



中国石化出版社

[HTTP://WWW.SINOPEC-PRESS.COM](http://www.sinopec-press.com)

普通高等教育“十二五”规划教材·油气储运工程专业

管道瞬变流动分析

包日东 主 编

冯颖 郝敏 张金萍 副主编

中国石化出版社

内 容 提 要

本书根据油气储运工程、石油工程和石油机械工程等专业对管道输送瞬变流动知识的需要而编写,结合非恒定流体力学和相关专业的特点,从解决流体管输实际工程中所涉及的瞬变流动问题出发,着重阐述瞬变流动的基本理论、分析求解方法及其工程应用。内容包括管道的瞬变流动过程、输流管道刚性水柱理论、输流管道弹性水击理论、波动法、特征线法、边界条件、管网工况计算、管道水击控制等。

本书可作为石油化工高校油气储运工程、石油工程和石油机械工程等专业的本科和硕士研究生教材,也可作为石油工程技术人员的参考用书。

图书在版编目 (CIP) 数据

管道瞬变流动分析 / 包日东主编. —北京: 中国石化出版社, 2015. 1
普通高等教育“十二五”规划教材
ISBN 978-7-5114-3144-8

I. ①管… II. ①包… III. ①油管-管道流动-分析-高等学校-教材 IV. ①TE973. 1

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2014) 第 304186 号

未经本社书面授权, 本书任何部分不得被复制、抄袭, 或者以任何形式或任何方式传播。版权所有, 侵权必究。

中国石化出版社出版发行

地址: 北京市东城区安定门外大街 58 号

邮编: 100011 电话: (010) 84271850

读者服务部电话: (010) 84289974

<http://www.sinopec-press.com>

E-mail: press@sinopec.com

北京科信印刷有限公司印刷

全国各地新华书店经销

*

787×1092 毫米 16 开本 8.75 印张 207 千字
2015 年 1 月第 1 版 2015 年 1 月第 1 次印刷

定价: 22.00 元



前 言

PREFACE

《管道瞬变流动分析》是油气储运工程、石油工程和石油机械工程等专业的主要课程之一。本书从解决石油管道输送过程中的瞬变流动问题出发,阐述瞬变流动的基本理论、分析求解方法及其工程应用。

在本书的编写过程中,力求反映近年来国内外管道瞬变流动领域内的新理论、新技术,着眼于工程实际和应用。其主要特点是,强调计算机编程技术在管道瞬变流动中的应用,提供了大量用于编程的计算程序框图,方便读者进行编程练习。

本书主要内容包括管道的瞬变流动过程、输流管道刚性水柱理论、输流管道弹性水击理论、波动法、特征线法、边界条件、管网工况计算、管道水击控制等。

在学习本课程前,学生应具备高等数学、工程流体力学、泵与压缩机、工程热力学、计算机编程语言等课程的基本知识。

全书由包日东主编,冯颖、郝敏、张金萍参与书中部分章节的编写工作。

本书在编写过程中,得到了许多高等院校的大力支持和帮助,谨表示诚挚的感谢。由于编者水平有限,书中难免存在不妥及至疏漏之处,恳望读者批评指正。



目 录

CONTENTS

第1章 管道的瞬变流动过程	(1)	2.3.1 流量变化已知时的压头方程	(15)
1.1 管道的瞬变流动过程	(1)	2.3.2 阀门关闭规律已知时的压头方程	(18)
1.1.1 水力瞬变的概念	(1)	2.4 复杂管道缓慢关阀时的压力	(21)
1.1.2 管道系统产生瞬变流动的原因	(1)	2.4.1 串联管道	(21)
1.1.3 压力波在管道中的传播过程	(2)	2.4.2 并联管道	(22)
1.1.4 基本概念	(2)	2.4.3 串并联管道	(23)
1.2 水击波传播速度	(3)	第3章 输流管道弹性水击理论	(25)
1.2.1 水击波在薄壁管道液体中的传播速度	(3)	3.1 可压缩流体非恒定流控制方程	(25)
1.2.2 水击波在厚壁管液体中的传播速度	(5)	3.1.1 运动方程	(25)
1.3 瞬变流动中的摩阻损失	(5)	3.1.2 连续方程	(27)
1.3.1 恒定流动时的沿程阻力系数	(5)	3.2 水击波的衰减和管道的充装	(29)
1.3.2 沿程阻力损失	(6)	第4章 波动法	(30)
1.3.3 瞬变流动的摩阻损失	(7)	4.1 控制方程组	(30)
1.3.4 管道当量长度的概念	(7)	4.2 定解条件	(32)
1.3.5 串联管道的摩阻损失	(7)	4.2.1 初始条件	(32)
1.3.6 并联管道的摩阻损失	(8)	4.2.2 边界条件	(33)
第2章 输流管道刚性水柱理论	(10)	4.3 数值解	(34)
2.1 不可压缩流体非恒定流控制方程	(10)	4.3.1 直接水击最大增压	(34)
2.1.1 能量方程	(10)	4.3.2 间接水击的最大增压	(35)
2.1.2 连续方程	(10)	第5章 特征线法	(39)
2.1.3 节流流量方程	(11)	5.1 控制方程组	(39)
2.2 自流达到稳定的时间	(14)	5.2 特征方程的物理意义	(41)
2.3 简单管道缓慢关阀时的压力	(15)	5.3 近似水击控制方程的有限差分法	(43)
		5.3.1 有限差分方程组	(43)
		5.3.2 基本的计算方法	(45)
		5.3.3 基本的计算流程和算例编程	(48)

5.4 矩形网格算法在复杂管道上的应用	(49)	7.2 环状管网稳定工况的计算	(88)
5.4.1 矩形网格算法应用于复杂管道上的特殊问题	(49)	7.2.1 哈迪·克罗斯法	(90)
5.4.2 各管段的统一时步法	(50)	7.2.2 计算程序及其应用	(91)
5.4.3 各管段非统一时步法	(55)	7.3 管网水击的计算	(94)
5.5 完整水击特征方程的有限差分解法	(61)	7.3.1 初始工况的参数	(94)
5.5.1 矩形网格法	(61)	7.3.2 分支结点的边界条件	(94)
5.5.2 特征线网格法	(63)	7.3.3 计算程序	(96)
第6章 边界条件	(65)	第8章 管道水击控制	(100)
6.1 定速运行的离心泵的边界条件	(65)	8.1 产生水击的原因及其危害	(100)
6.1.1 泵性能解析表达法的求解	(66)	8.1.1 产生水击的原因	(100)
6.1.2 泵性能数组表达法的求解	(67)	8.1.2 水击的危害	(101)
6.2 阻力、惯性及弹性部件的边界条件	(69)	8.2 控制水击的基本方法	(101)
6.2.1 阻力部件	(69)	8.2.1 降低水击波传播速度	(101)
6.2.2 惯性部件	(70)	8.2.2 控制液流的变化	(102)
6.2.3 弹性部件	(71)	8.3 长输管道的动态控制	(107)
6.3 管道泄漏点的边界条件	(71)	8.3.1 调节阀自动调节	(107)
6.4 阀动作的边界条件	(72)	8.3.2 泵机组自动停运	(109)
6.4.1 阀的特性	(73)	8.3.3 泵机组自动调速	(109)
6.4.2 阀造成的扰动	(75)	8.3.4 提前发送减压拦截波	(110)
6.4.3 减压阀造成的扰动	(77)	8.3.5 控制增压速率	(110)
6.5 液柱分离的边界条件	(78)	8.3.6 停运机组自动重接和备用机组自动投运	(111)
6.5.1 汽穴流和液柱分离的形成	(78)	8.3.7 控制参数的整定	(112)
6.5.2 液柱分离的边界条件	(79)	8.4 几种控制的边界条件	(113)
6.5.3 节点位置高程的计算	(81)	8.4.1 增压速率调节	(113)
6.6 油品顺序输送的边界条件	(82)	8.4.2 气压罐	(117)
6.6.1 有关基础知识	(82)	8.4.3 进气阀	(120)
6.6.2 边界条件	(84)	8.4.4 回流保护	(122)
第7章 管网工况计算	(86)	8.5 管流最优控制基础	(123)
7.1 多枝共结管网稳定工况的计算	(86)	8.5.1 简单“无摩阻”管道的最优控制	(123)
		8.5.2 简单摩阻管道的最优控制	(128)
		参考文献	(134)

第1章 管道的瞬变流动过程

管道的瞬变流动,是指压力管道中的流动参数(压力、流量、密度等)随时间变化的流动,属于不稳定流动(或非定常流动)。本章主要阐述有压管道瞬变流动的发生过程、压力波的传播速度及瞬变流动中的摩阻损失计算等相相关问题。

1.1 管道的瞬变流动过程

1.1.1 水力瞬变的概念

水力瞬变或瞬变流动,又称水力过渡、水锤、水击,是一种当管道中的流量(流速)发生急剧变化时,引起压强的剧烈波动,并在整个管长范围内传播的现象。

压力管道中任一点的流速和压力仅与该点的位置有关,而与时间无关的流动称为稳定流动,反之称为不稳定流动或瞬变流动。瞬变流动是流体从一种稳态流动过渡到另一种新的稳态流动时的过渡状态。在实际的流体输送过程中,管内的流动参数不会保持绝对的稳定。可以说,在管输过程中,瞬变流动过程是普遍存在的,而稳定流动只是流动过程的特殊状态。为了简化计算,人们把运动参数随时间变化较小的流动作为稳定流动处理。故可以认为正常情况下的管输过程基本上是稳定状态。

管道输送能力发生变化(流量变化)的过程,会在管内引起瞬变流动,产生瞬变压力和压力波的传播。这种管内流量的突然变化也称为在管内产生的扰动。发生流量突然变化处称为扰动源。这种瞬变流动习惯上也称为水击过程,瞬变压力称为水击压力。管道瞬变流动过程中,瞬变压力的大小和沿管道的传播规律与流量的变化量、流量变化的持续时间、管道长度、稳态时的水力坡降和调节、保护措施等有关。在输流管道的设计和管理工作中,计算和掌握管道的瞬变流动规律,可以合理确定设计壁厚的安全系数,降低工程投资;可以为瞬变压力的控制提供参数,并可为管道系统的调度管理提供科学依据。

随着新工艺和新技术的发展,工程中瞬变流动问题的重要性和复杂性日益突出,现已发展成为一个专门学科。为了提高流体管道的设计、管理水平,深入掌握流体管道的瞬变流动规律是非常必要的。

1.1.2 管道系统产生瞬变流动的原因

管道系统的流量突然发生变化的过程中,就会在管内引起瞬变流动。管道流量变化量越大,变化时间越短,产生的瞬变压力波动越剧烈。引起管道系统流量突然变化的因素很多,基本上可分为两类:一类是有计划地调整输量或改变输送流程;另一类是事故引起的流量变化。

有计划地调整管内流量,如启(停)中间泵站、泵站启(停)泵、泵机组调速,有计划地改变输送流程(如管道首、末站倒换油罐,管道分支线路的启、停)等都会引起管内的流量

波动。对此可以人为地采取措施，控制流量的变化过程，使产生的压力脉动处于管道系统的允许范围内。如启、停泵时控制开、关泵出口阀门的过程，其作用之一就是靠泵出口阀门的节流，控制启、停泵产生的流量变化速率。顺序输送管道，两种油品的交替过程也会在管内产生瞬变流动。

事故工况会引起流量变化。如泵站突然停电造成某中间站全部泵机组同时停机，泵机组因机械故障或保护设施动作造成一台机组停机，调节阀动作失灵误关闭等都会造成管道的流量减小；管道泄漏也会引起流量变化。事故状态管道流量变化的剧烈程度，取决于事故本身的性质。如果压力变化引起的瞬变压力超过管道允许的工作条件，就需要对管道系统采取相应的调节与保护措施。

1.1.3 压力波在管道中的传播过程

如图 1-1(a) 所示，管内稳态时的流速为 V_0 ，各点压力为 H_0 。当末端阀门瞬间关闭后，靠近阀门上游处流体的流动受阻，其动能转变为压能，阀门上游侧压力增加 ΔH 。在瞬变压力 ΔH 的作用下，靠近阀门处的流体受到压缩，管壁发生膨胀。停止流动的液体又会阻碍后续液体的流动，并重复上述过程。这种压力变化以波的形式沿管道向上游传播，一直传播到水库出口（管道上游边界）。此时，管内液体的速度为零，处于静止状态。管内液体都受到一个增压水头的的作用，这种情况的压力波称为增压波。压力波的传播速度为 a ，增压波从阀门传到水库出口的时间为 $t=L/a$ 。

当增压波传到水库出口处时，由于水库的液位是不变的，水库出口处液体的压力处于不平衡状态。在瞬变压力 ΔH 的作用下，管内流体又以流速 V_0 流向水库。管内压力减少一个 ΔH ，恢复为 H_0 。这种压力减小的压力波称为减压波，见图 1-1(b)。这种过程持续过后，减压波又传到阀门处。此时，管内压力恢复到关阀前的状态，但管内液体流向水库，流速为 $-V_0$ 。在这个过程中，减压波经历的时间为 $\frac{L}{a} \leq t \leq \frac{2L}{a}$ 。压力波在水库出口处的变化过程称为压力波的反射。这种将增压波反射为减压波的过程称为开端反射。

减压波到达阀门处后，由于阀门已关闭，阀门处没有液体可以维持液流的反向流动，使得阀门处的液体进一步膨胀，液体压力在 H_0 的基础上再降低 ΔH ，管壁产生收缩，阀门处的液体停止倒流，如图 1-1(c) 所示。此过程沿管道向水库方向重复进行，一直到减压波传到水库出口处。此时，管内流体又处于静止状态，管内压力为 $H_0 - \Delta H$ 。这个过程传播的时间为 $\frac{2L}{a} \leq t \leq \frac{3L}{a}$ 。此时在阀门处压力波的反射称为闭端反射。

减压波到达水库出口处时，管内压力比水库液面低一个 ΔH ，在 ΔH 压差作用下，液体又以 V_0 的速度从水库流入管道，同时使入口处管内压力增加 ΔH ，恢复到 H_0 。随增压波向阀门处传播，管内液体自水库出口依次恢复为稳定流动时的状态，如图 1-1(d) 所示。此过程压力波传播持续时间为 $\frac{3L}{a} \leq t \leq \frac{4L}{a}$ 。当 $t = \frac{4L}{a}$ 时，压力波到达阀门处，瞬变过程完成一个周期，管道中各点处的压力变化情况见图 1-2。

1.1.4 基本概念

(1) 首相：从 $t=0$ 瞬时到 $t=2L/a$ 瞬时称为水击的首相或第一相。

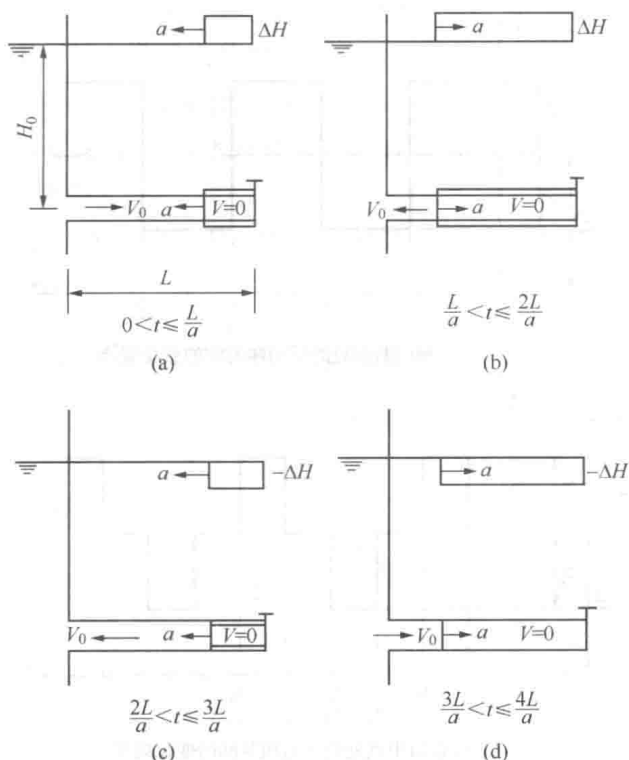


图 1-1 阀门瞬时关闭后一个周期内管内压力的变化过程

- (2) 末相：从 $t=2L/a$ 瞬时到 $t=4L/a$ 瞬时称为水击的末相。
- (3) 水击相长：水击波经历一个相所需的时间，用 T_r 表示， $T_r=2L/a$ 。
- (4) 水击周期：首相与末相之和为水击波的周期， $T=4L/a$ 。
- (5) 直接水击：阀门关闭时间 T_s 小于等于一个相长 ($T_s \leq T_r$) 的水击。
- (6) 间接水击：阀门的关闭时间大于一个相长 ($T_s > T_r$)，即阀门尚未完全关闭，从上游反射回的反向波已传到阀门处，则阀门处的水击压力尚未达到最大值就被反射波抵消了一部分，这种水击称为间接水击，间接水击在阀门处的最大水击压力小于直接水击。
- (7) 正水击与负水击：当阀门迅速关闭时，管中流量急剧减少，压力显著增大，称为正水击；当阀门迅速开启时，管中流量迅速增大，压力显著降低，称为负水击。

1.2 水击波传播速度

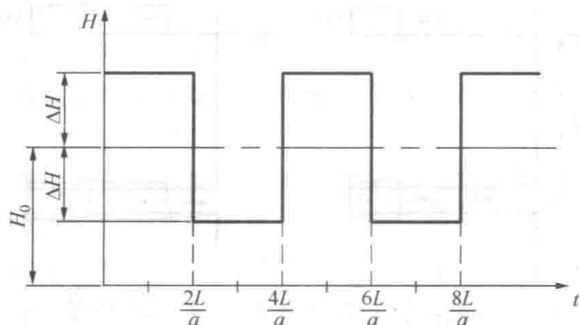
1.2.1 水击波在薄壁管道液体中的传播速度

- (1) 不考虑边界弹性时，弹性波在连续介质中的传播速度为：

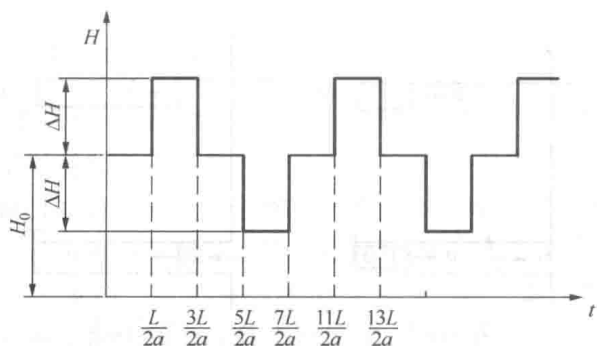
$$a_0 = \sqrt{\frac{K}{\rho}} \quad (1-1)$$

- (2) 考虑流体的压缩性和管壁弹性时，弹性波在薄壁管中的传播速度为：

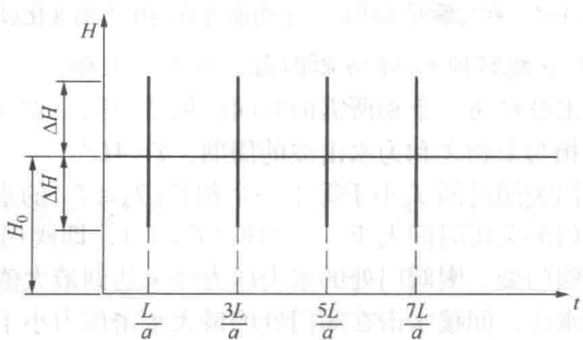
$$a = \sqrt{\frac{K/\rho}{1 + \frac{K}{E} \frac{d}{\delta}}} \quad (1-2)$$



(a) 阀门断面处的压力随时间的变化规律



(b) 管道中点处的压力随时间的变化规律



(c) 管道入口处的压力随时间的变化规律

图 1-2 管道中各点处的压力变化情况

(3) 考虑流体的压缩性和管壁弹性，并且考虑管子端部的约束情况时，弹性波在薄壁管中的传播速度为：

$$a = \sqrt{\frac{K/\rho}{1 + \frac{K}{E} \frac{d}{\delta} \cdot C_1}} \quad (1-3)$$

式中 a ——压力波的传播速度，m/s；

K ——液体的体积弹性系数，Pa；

ρ ——液体的密度， kg/m^3 ；

E ——管材的弹性模量，Pa；

d ——管内径，m；

δ ——管壁厚度，m；

C_1 ——管子的约束系数，取决于管子的约束条件：

一端固定，另一端自由伸缩时： $C_1 = 1 - \mu/2$ ；

管子无轴向位移(埋地管段)时： $C_1 = 1 - \mu^2$ ；

管子轴向可自由伸缩(如承插式接头连接)时： $C_1 = 1$ ；

μ ——管材的泊松系数。

对于一般的钢质管道，压力波在油品中的传播速度大约为 1000~1200m/s，在水中的传播速度大约为 1200~1400m/s。

1.2.2 水击波在厚壁管液体中的传播速度

厚壁管中液体的波速仍按式(1-3)计算，只需对其中的管子约束系数加以修正，其确定方法如下：

(1) 一端固定，另一端自由伸缩时：

$$C_1 = \frac{1}{1 + \frac{\delta}{d}} \left[\left(1 - \frac{\mu}{2}\right) + 2 \frac{\delta}{d} (1 + \mu) \left(1 + \frac{\delta}{d}\right) \right] \quad (1-4)$$

(2) 管子无轴向位移(如埋地管段)时：

$$C_1 = \frac{1}{1 + \frac{\delta}{d}} \left[(1 - \mu^2) + 2 \frac{\delta}{d} (1 + \mu) \left(1 + \frac{\delta}{d}\right) \right] \quad (1-5)$$

(3) 管子轴向可自由伸缩(如承插式接头连接)时：

$$C_1 = \frac{1}{1 + \frac{\delta}{d}} \left[1 + 2 \frac{\delta}{d} (1 + \mu) \left(1 + \frac{\delta}{d}\right) \right] \quad (1-6)$$

1.3 瞬变流动中的摩阻损失

1.3.1 恒定流动时的沿程阻力系数

(1) 层流区

理论公式：
$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (1-7)$$

(2) 水力光滑区

布拉修斯公式：
$$\lambda = \frac{0.3164}{Re^{0.25}} \quad (1-8)$$

尼古拉兹公式：
$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \lg \sqrt{\lambda} - 0.8 \quad (1-9)$$

(3) 混合摩阻区

柯勃布鲁克公式：
$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \lg \left(\frac{\varepsilon}{3.7d} + \frac{2.51}{Re \sqrt{\lambda}} \right) \quad (1-10)$$

莫迪公式:
$$\lambda = 0.0055 \left[1 + \left(20000 \frac{\varepsilon}{d} + \frac{10^6}{Re} \right)^{1/3} \right] \quad (1-11)$$

阿列特苏里公式:
$$\lambda = 0.11 \left(\frac{\varepsilon}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0.25} \quad (1-12)$$

洛巴耶夫公式:
$$\lambda = \frac{1.42}{\left[\lg \left(Re \frac{d}{\varepsilon} \right) \right]^2} \quad (1-13)$$

P. K Swamme & A. K Jain 公式:

$$\lambda = 0.25 \left[\lg \left(\frac{\varepsilon}{d} + \frac{5.74}{Re^{0.9}} \right) \right]^{-2} \quad (1-14)$$

(4) 阻力平方区

谢夫林公式:
$$\lambda = 0.11 \left(\frac{\varepsilon}{d} \right)^{0.25} \quad (1-15)$$

尼古拉兹公式:
$$\lambda = \left(2 \lg \frac{d}{2\varepsilon} + 1.74 \right)^{-2} \quad (1-16)$$

说明: 水力过渡区的计算公式, 适用于湍流的所有特性区。

1.3.2 沿程阻力损失

(1) 达西公式

$$h_f = \lambda \frac{L}{d} \frac{V^2}{2g} = \frac{8}{\pi^2 g} \lambda \frac{L}{d^5} Q^2 \quad (1-17)$$

(2) 层流时摩阻损失

将式(1-7) $\lambda = \frac{64}{Re} = \frac{64}{\frac{4Q}{\pi d\nu}} = \frac{16\pi d\nu}{Q}$ 代入式(1-17)中, 得到:

$$h_f = \frac{8}{\pi^2 g} \lambda \frac{L}{d^5} Q^2 = \frac{8}{\pi^2 g} \frac{16\pi d\nu}{Q} \frac{L}{d^5} Q^2 = 4.15 \frac{Q\nu}{d^4} L \quad (1-18)$$

(3) 水力光滑区摩阻损失

将式(1-8) $\lambda = \frac{0.3164}{Re^{0.25}} = \frac{0.3164}{\left(\frac{4Q}{\pi d\nu} \right)^{0.25}}$ 代入式(1-17)中, 得到:

$$h_f = \frac{8}{\pi^2 g} \lambda \frac{L}{d^5} Q^2 = \frac{8}{\pi^2 g} \frac{0.3164}{\left(\frac{4Q}{\pi d\nu} \right)^{0.25}} \frac{L}{d^5} Q^2 = 0.0246 \frac{Q^{1.75} \nu^{0.25}}{d^{4.75}} L \quad (1-19)$$

(4) 列宾宗沿程摩阻损失公式

$$\left. \begin{aligned} h_f &= \beta \frac{Q^{2-m} \nu^m}{d^{5-m}} L = f Q^{2-m} L \\ \beta &= \frac{8A}{4^m \pi^{2-m} g} \\ f &= \beta \frac{\nu^m}{d^{5-m}} = \frac{8A\nu^m}{4^m \pi^{2-m} g d^{5-m}} \end{aligned} \right\} \quad (1-20)$$

列宾宗公式中的各系数见表 1-1。

表 1-1 列宾宗公式中的各系数

流 态	A	m	$\beta/(s^2/m)$	f	$h_f/(m \text{ 液柱})$
层流	64	1	4.15	$4.15 \frac{\nu}{d^4}$	$4.15 \frac{Q\nu}{d^4}L$
湍流	光滑区	0.25	0.0246	$0.0246 \frac{\nu^{0.25}}{d^{4.75}}$	$0.0246 \frac{Q^{1.75}\nu^{0.25}}{d^{4.75}}L$
	混合区	$10^{0.1271\frac{\epsilon}{d}-0.627}$	0.123	$0.0802A \frac{\nu^{0.123}}{d^{4.877}}$	$0.0802A \frac{Q^{1.877}\nu^{0.123}}{d^{4.877}}L$
	粗糙区	λ	0	$0.0826\lambda \frac{1}{d^5}$	$0.0826\lambda \frac{Q^2}{d^5}L$

1.3.3 瞬变流动的摩阻损失

管内非恒定流动，由于其流量随时间 t 和管截面的位置 x 而变化，所以不同时刻不同管截面处的雷诺数不同，流态也可能发生变化。目前还没有统一的计算瞬变流动的摩阻计算公式，实践中仍采用恒定流的摩阻计算公式。

但是，采用达西公式和采用列宾宗公式计算的结果是有差别的。因为采用达西公式计算摩阻损失时，使用的是固定的摩阻系数 λ ，而摩阻系数又是雷诺数 Re 的函数，即使在同一流动区域，使用相同的计算公式，随流量 Q 的变化雷诺数 Re 发生了变化，即摩阻系数 λ 是会发生变化的。只有在完全粗糙区，摩阻系数与雷诺数 Re 无关，采用固定摩阻系数 λ 计算才准确；而对于某一个流动区域，列宾宗公式中的 f 和 m 为常数或近似为常数，而与流量无关或者关系很小，所以只要流动区域相符合，用列宾宗公式计算瞬变流动的摩阻是准确的，或者基本上是准确的。因此，在管道瞬变流动摩阻的计算中，宜采用列宾宗公式进行计算。

1.3.4 管道当量长度的概念

管道的摩阻损失，包括沿程摩阻损失和水力元件的局部摩阻损失两项。工程中一般把局部摩阻损失计入到沿程摩阻损失中，相当于把计算沿程摩阻损失的管道的实际长度加大，变为所谓的“当量长度”，即：

$$h_w = h_f + h_j = fQ^{2-m}L + h_j = fQ^{2-m}L_e \quad (1-21)$$

式中 L ——管道的实际长度，m；

L_e ——管道的当量长度，m；

h_w ——管道的摩阻损失，m；

h_f ——管道的沿程摩阻损失，m；

h_j ——管道的局部摩阻损失，m。

1.3.5 串联管道的摩阻损失

以具有三种管径的串管道(图 1-3)为例来研究。

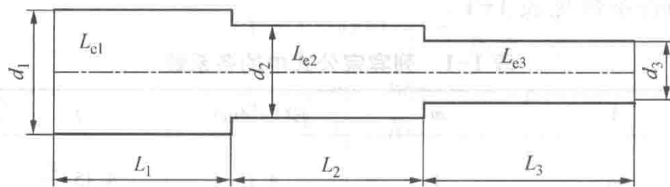


图 1-3 三种管径的串联管道

由串联管道的水力特点，可以写出下式

$$f_1 Q^{2-m} L_{e1} + f_2 Q^{2-m} L_{e2} + f_3 Q^{2-m} L_{e3} = f_e Q^{2-m} L_e \quad (1-22)$$

式中 f_e 和 L_e ——管道的当量参数。

若采用的三种串联管道中的流态相同，即 m 相同，则有：

$$f_e L_e = f_1 L_{e1} + f_2 L_{e2} + f_3 L_{e3} \quad (1-23)$$

记 $F_s = f_e L_e$ (串联管道的当量摩阻系数)，则

$$F_s = f_e L_e = f_1 L_{e1} + f_2 L_{e2} + f_3 L_{e3} \quad (1-24)$$

对于 k 条串联管道，其管道的当量摩阻系数为：

$$F_s = \sum_{i=1}^k f_i L_{ei} \quad (1-25)$$

串联管道的总摩阻损失为：

$$h_w = F_s Q^{2-m} = \sum_{i=1}^k f_i L_{ei} Q^{2-m} \quad (1-26)$$

1.3.6 并联管道的摩阻损失

并联管道的处理方法与串联管道类似，以具有三种管径的并联管道(图 1-4)为例来研究。

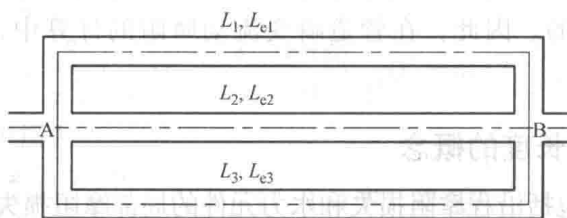


图 1-4 三种管道并联的系统

由并联管道的水力特点，可以写出式(1-27)

$$f_1 Q_1^{2-m} L_{e1} = f_2 Q_2^{2-m} L_{e2} = f_3 Q_3^{2-m} L_{e3} = f_e Q_e^{2-m} L_e \quad (1-27)$$

式中 f_e 和 L_e ——管道的当量参数。

这里也作一个简化处理，采用的三种并联管道中的流态相同，即 m 相同，根据连续性原理，有：

$$Q_1 + Q_2 + Q_3 = Q_e \quad (1-28)$$

从式(1-24)解出 Q_1 、 Q_2 和 Q_3 与 Q_e 的关系，代入式(1-25)，可得：

$$\left(\frac{f_e L_e}{f_1 L_{e1}}\right)^{\frac{1}{2-m}} Q_e + \left(\frac{f_e L_e}{f_2 L_{e2}}\right)^{\frac{1}{2-m}} Q_e + \left(\frac{f_e L_e}{f_3 L_{e3}}\right)^{\frac{1}{2-m}} Q_e = Q_e$$

由此得到 F_p (并联管道的当量摩擦系数):

$$F_p = f_e L_e = \left[\frac{1}{(f_1 L_{e1})^{\frac{1}{2-m}}} + \frac{1}{(f_2 L_{e2})^{\frac{1}{2-m}}} + \frac{1}{(f_3 L_{e3})^{\frac{1}{2-m}}} \right]^{m-2} \quad (1-29)$$

同样, 对适用于 k 条并联的管道系统, 其管道的当量摩擦系数为

$$F_p = f_e L_e = \left[\sum_{i=1}^k \frac{1}{(f_i L_{ei})^{\frac{1}{2-m}}} \right]^{m-2} \quad (1-30)$$

并联管道的总摩阻损失为:

$$h_w = F_p Q_c^{2-m} = \left[\sum_{i=1}^k \frac{1}{(f_i L_{ei})^{\frac{1}{2-m}}} \right]^{m-2} Q_c^{2-m} \quad (1-31)$$

【例 1-1】如图 1-5 所示的管道系统, 已知: $d_1=0.2\text{m}$, $L_1=2000\text{m}$, $L_{e1}=2040\text{m}$, $f_1=3.87\text{s}^2/\text{m}^6$; $d_2=0.15\text{m}$, $L_2=1000\text{m}$, $L_{e2}=1020\text{m}$, $f_2=20.12\text{s}^2/\text{m}^6$; $d_3=0.1\text{m}$, $L_3=1100\text{m}$, $L_{e3}=1130\text{m}$, $f_3=181.72\text{s}^2/\text{m}^6$; $m_1=m_2=m_3=0$, $Q=0.055\text{m}^3/\text{s}$ 。求从 A 到 B 的摩阻损失。

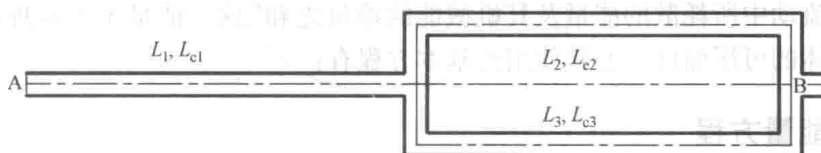


图 1-5 管道串并联的系统

【解】对于管 2 和管 3 并联的当量管, 其当量摩擦系数为

$$\begin{aligned} F_p &= f_e L_e = \left[\frac{1}{(f_2 L_{e2})^{\frac{1}{2-m}}} + \frac{1}{(f_3 L_{e3})^{\frac{1}{2-m}}} \right]^{m-2} \\ &= \left[\frac{1}{(20.12 \times 1020)^{0.5}} + \frac{1}{(181.72 \times 1130)^{0.5}} \right]^{-2} = 1.18 \times 10^4 (\text{s}^2/\text{m}^5) \end{aligned}$$

对于管 2 和管 3 的并联当量管与管 1 构成的串联当量管, 其摩擦系数为

$$F_s = f_1 L_{e1} + F_p = 3.87 \times 2040 + 1.18 \times 10^4 = 1.97 \times 10^4 (\text{s}^2/\text{m}^6)$$

所以, 管道从 A 到 B 的摩阻损失为

$$h_{wAB} = F_s Q^{2-m} = 1.97 \times 10^4 \times 0.055^2 = 59.6 (\text{m})$$

第 2 章 输流管道刚性水柱理论

管内非恒定流动就其物理机理上说,可以分为两类:一类须考虑液体的压缩性;另一类则不考虑压缩性,不计压力波在流场中传递的影响,即忽略了管子和液体的弹性,把整个液流看成是一条无管容的“刚性水柱”,以分析其不稳定流动的状态。

在刚性水柱理论中, $Q=f(t)$, 流量和压头随时间变化的规律只需用刚体运动方程来描述。工程上,这种理论只能应用于流动变化相当缓慢或管道很短的场合。

2.1 不可压缩流体非恒定流控制方程

这类问题的解法均属于能量法,即其支配方程是根据“外力对某块液体所作之功,应等于此块液体在流动中所耗散的能量及其机械能的增量之和”这一能量不灭原理而得到的。能量法不考虑液体的可压缩性,通常使用的基本方程有:

2.1.1 能量方程

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{V_2^2}{2g} + \frac{1}{g} \int_1^2 \alpha_0 \frac{\partial V}{\partial t} dl + h_{w1-2} \quad (2-1)$$

式中, z_1 、 z_2 为断面 1、2 上所取定的 1、2 两点的位置高度, p_1 、 p_2 为 1、2 点上的压力, V_1 、 V_2 为断面 1、2 上的平均流速, ρ 为液体的密度, α_1 、 α_2 为断面 1、2 上的动能修正系数, α_0 为动量修正系数, h_{w1-2} 为从断面 1 到断面 2 的单位能量损失。

用 E_1 表示上游 1 点处的总机械能, 即: $E_1 = z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{V_1^2}{2g}$

用 E_2 表示下游 2 点处的总机械能, 即: $E_2 = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{V_2^2}{2g}$

用流量 Q 来代替流速 V , 即: $V = \frac{Q}{\omega}$ (其中 ω 为管道截面的流通面积)

用列宾宗公式计算从上游 1 点处到下游 2 点处的能量损失, 即: $h_{w1-2} = fQ^{2-m}L_c$
最后可得非恒定流的能量方程为:

$$\int_1^2 \alpha_0 \frac{\partial Q}{\partial t} dl = g\omega(E_1 - E_2 - fQ^{2-m}L_c) \quad (2-2)$$

2.1.2 连续方程

$$\omega_1 V_1 = \omega_2 V_2 \quad (2-3)$$

式中, ω_1 、 ω_2 为断面 1、2 的过流面积。

2.1.3 节流流量方程

$$Q = C_Q \omega \sqrt{2gH} = C_Q \omega \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (2-4)$$

式中, ω 为节流口的过流面积, C_Q 为流量系数, Δp 为节流前后的有效压差。

【例 2-1】设有如图 2-1 所示的容器, 流入容器的流量为 Q_1 , 经底部短管流出容器的流量为 Q_2 , 试求此容器泄空或充满所需的时间。

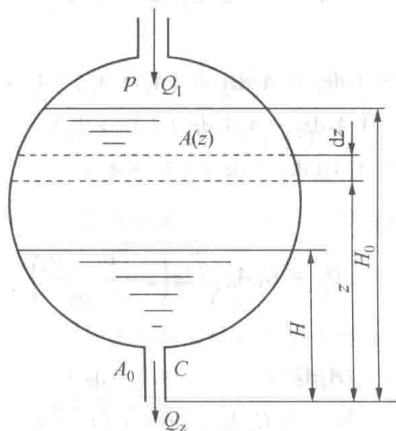


图 2-1 容器示意图

【解】通常容器的过流断面面积都大大超过容器流出出口的过流断面面积, 因而容器中液面变化的速度很小, 故惯性力可以忽略不计。在时间间隔 dt 内, 流动过程可认为是恒定的, 所以可避开非恒定流动能量方程而用节流流量方程来代替之, 以进行近似计算。

$$Q_2 = C_Q A_0 \sqrt{2g \left(z + \frac{p}{\rho g} \right)}$$

式中, A_0 为出流短管的过流断面面积, C_Q 为其流量系数。

根据连续方程, 有

$$(Q_2 - Q_1) dt = -A(z) dz$$

式中, $A(z)$ 表示在高度 z 处液体自由表面的面积, dz 为 dt 时间内容器中液位的变化量。

由以上两式可得液位从 H_0 变化到 H 所需的时间 t 为

$$t = - \int_{H_0}^H \frac{A(z) dz}{C_Q A_0 \sqrt{2g \left[z + \frac{p}{\rho g} \right]} - Q_1}$$

令 $H=0$ 即可获得容器泄空所需的时间。如容器呈柱状, $A(z)=A$ 不是 z 的函数, 于是有

$$t = - \frac{A}{C_Q A_0} \int_{H_0}^H \frac{dz}{\sqrt{2g \left[z + \frac{p}{\rho g} \right]} - Q_1}$$

如 Q_1 始终大于 Q_2 则 $H > H_0$, 于是容器是充满而非泄空, 仍可用上式计算容器充满的时间。

【例 2-2】设有如图 2-2 所示的连通容器, 左、右液面之高差为 H_0 。突然互相接通, 则液体由左容器经截面为 A_0 、流量系数为 C_Q 的短管流向右容器。求液面达到平衡时所需的时间。