



中华人民共和国国家标准

GB/T 17213.2—2017/IEC 60534-2-1:2011
代替 GB/T 17213.2—2005

工业过程控制阀 第 2-1 部分：流通能力 安装条件下流体流量的计算公式

Industrial-process control valves—
Part 2-1: Flow capacity—Sizing equations for fluid flow under
installed conditions

(IEC 60534-2-1:2011, IDT)

2017-12-29 发布

2018-07-01 实施



中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局
中国国家标准化管理委员会

发布

目 次

前言	I
1 范围	1
2 规范性引用文件	1
3 术语和定义	1
4 符号	2
5 安装	3
6 不可压缩流体的计算公式	4
6.1 紊流	4
6.2 压差	4
6.3 非紊流(层流和过渡流)	5
7 可压缩流体的计算公式	5
7.1 概述	5
7.2 压差	5
7.3 比热比系数 F_γ	5
7.4 膨胀系数 Y	6
7.5 压缩系数 Z	6
7.6 非紊流(层流和过渡流)	6
8 不可压缩流体与可压缩流体通用修正系数	7
8.1 管道几何形状修正系数	7
8.2 估算管道几何形状系数 F_P	7
8.3 估算带附接管件的液体压力恢复系数与管道几何形状系数的复合系数 F_{LP}	8
8.4 估算带附接管件的压差比系数 x_{TP}	8
9 雷诺数 Re_v	8
附录 A (规范性附录) 非紊流的计算公式	10
附录 B (规范性附录) 流体流经多级控制阀的计算公式	13
附录 C (资料性附录) 管道系数的计算法	19
附录 D (资料性附录) 控制数据	24
附录 E (资料性附录) 参考计算	30
参考文献	39

前 言

GB/T 17213《工业过程控制阀》分为以下几部分：

- 第1部分：控制阀术语和总则(GB/T 17213.1)；
- 第2-1部分：流通能力 安装条件下流体流量的计算公式(GB/T 17213.2)；
- 第2-3部分：流通能力 试验程序(GB/T 17213.9)；
- 第2-4部分：流通能力 固有流量特性和可调比(GB/T 17213.10)；
- 第2-5部分：流通能力 流体流经级间恢复多级控制阀的计算公式(GB/T 17213.17)；
- 第3-1部分：尺寸 两通球形直通控制阀法兰端面距和两通球形角形控制阀法兰中心至法兰端面的间距(GB/T 17213.3)；
- 第3-2部分：尺寸 角行程控制阀(蝶阀除外)的端面距(GB/T 17213.11)；
- 第3-3部分：尺寸 对焊式两通球形直通控制阀的端距(GB/T 17213.12)；
- 第4部分：检验和例行试验(GB/T 17213.4)；
- 第5部分：标志(GB/T 17213.5)；
- 第6-1部分：定位器与控制阀执行机构连接的安装细节 定位器在直行程执行机构上的安装(GB/T 17213.6)；
- 第6-2部分：定位器与控制阀执行机构连接的安装细节 定位器在角行程执行机构上的安装(GB/T 17213.13)；
- 第7部分：控制阀数据单(GB/T 17213.7)；
- 第8-1部分：噪声的考虑 实验室内测量空气动力流流经控制阀产生的噪声(GB/T 17213.8)；
- 第8-2部分：噪声的考虑 实验室内测量液动流流经控制阀产生的噪声(GB/T 17213.14)；
- 第8-3部分：噪声的考虑 空气动力流流经控制阀产生的噪声预测方法(GB/T 17213.15)；
- 第8-4部分：噪声的考虑 液动流流经控制阀产生的噪声预测方法(GB/T 17213.16)；
- 第9部分：阶跃输入响应测量的试验程序(GB/T 17213.18)。

本部分为 GB/T 17213 的第 2-1 部分。

本部分按照 GB/T 1.1—2009 给出的规则起草。

本部分代替 GB/T 17213.2—2005《工业过程控制阀 第2-1部分：流通能力 安装条件下流体流量的计算公式》，与 GB/T 17213.2—2005 相比主要技术变化如下：

- 修改了适用范围(见第1章,2005年版第1章)；
- 增加了术语“标准体积流量”(见3.2)；
- 更新了部分符号及其释义(见第4章,2005年版第5章)；
- 修改了不可压缩流体的计算公式(见第6章,2005年版第6章)；
- 修改了可压缩流体的计算公式(见第7章,2005年版第7章)；
- 增加了管道几何形状系数的概述(见8.1)；
- 修改了估算管道几何形状系数 F_p 的计算公式,使用 C 替代了 C_i (见8.2,2005年版8.1)；
- 修改估算带附接管件的差压比系数 x_{TF} 的计算,使用 C 代替 C_i (见8.4,2005年版8.6.2)；
- 将液体临界压力比系数的计算置于第6章(见6.2.3,2005年版8.4)；
- 将比热比系数、膨胀系数、压缩系数的计算置于第7章(见7.3、7.4、7.5,2005年版8.7、8.5、8.8)；
- 将雷诺数系数 F_R 的计算置于附录A的A.7(见附录A,2005年版8.2)；

- 增加了雷诺数的计算(见第9章);
- 删除了原部分的附录(见2005年版附录);
- 增加了非紊流的计算公式(见附录A);
- 增加了流经多级控制阀的流体流量计算公式(见附录B);
- 增加了管道系数的计算方法示例(见附录C);
- 增加了新的计算示例(见附录E)。

本部分采用翻译法等同采用 IEC 60534-2-1:2011《工业过程控制阀 第2-1部分:流通能力 安装条件下流体流量的计算公式》。

本部分对 IEC 60534-2-1:2011 做了如下编辑性修改:

- 纠正原文 8.4 注中的错误,将表 D.1 改为表 D.2;
- 纠正原文 C.3 中公式编号的错误,式(17)、式(6)、式(7)、式(8)分别改为式(16)、式(5)、式(6)、式(7);
- 纠正原文表 D.1 中氩的符号错误;
- 纠正原文中附录 E 例 5 的数据错误。

本部分由中国机械工业联合会提出。

本部分由全国工业过程测量控制和自动化标准化技术委员会(SAC/TC 124)归口。

本部分起草单位:上海工业自动化仪表研究院、浙江永盛科技股份有限公司、杭州良工阀门有限公司、杭州富阳南方阀业有限公司、上海阀特流体控制阀门有限公司、浙江派沃自控仪表有限公司、无锡智能自控工程股份有限公司、重庆川仪调节阀有限公司、浙江中德自控科技股份有限公司、上海自动化仪表有限公司自动化仪表七厂、天津精通控制仪表技术有限公司、浙江三方控制阀股份有限公司、吴忠仪表有限责任公司、重庆世壮仪器仪表有限公司、艾默生过程管理(天津)阀门有限公司、浙江金龙自控设备有限公司。

本部分主要起草人:王炯、李明华、王嘉宁、沈惟、廖建民、沈剑标、宋文军、张世淑、郝娇山、张德贤、范萍、蔡加潮、杨建文、林锋、左兵、王汉克、李展其、张永亮、巴荣明、陈阿云、蒋唐锦、栗飞、张建伟、余金海。

本部分所代替标准的历次版本发布情况为:

- GB/T 17213.2—2005。

工业过程控制阀

第 2-1 部分：流通能力

安装条件下流体流量的计算公式

1 范围

GB/T 17213 的本部分给出了预测流经控制阀的可压缩流体和不可压缩流体流量的计算公式。

不可压缩流体的公式是根据牛顿不可压缩流体的标准流体动力学方程导出的，它不能扩展到非牛顿流体、混合流体、悬浮液或两相流体。对不可蒸发的多种成分混合液体，使用该公式时应特别注意。更多信息见第 6 章。

在压差与入口绝对压力之比($\Delta p/p_1$)很低时，可压缩流体的性质与不可压缩流体相似。在这种情况下，本部分给出的公式可以从牛顿不可压缩流体的方程中导出。但 $\Delta p/p_1$ 的值增大时，就会引起可压缩效应，这就需要用适当的修正系数对基本方程进行修正。本部分提出的公式适用于理想气体或蒸汽，不适用于气体-液体、蒸汽-液体或气体-固体混合物的多相流。仅当比热比 γ 满足 $1.08 < \gamma < 1.65$ 时，才能保持合理的精确度。更多信息见 7.2。

对可压缩流体的应用，本部分适用于 $x_T \leq 0.84$ (见表 D.2) 的控制阀。对 $x_T > 0.84$ 的控制阀 (一些多级阀)，对于流量的预测可能出现较大的偏差。

仅当 $\frac{C}{N_{18} d^2} < 0.047$ 时，控制阀才能保持合理的精确度。

请注意，本部分给出的公式结构可能和本部分先前的版本中的公式结构有区别，但其基本的原理是相对不变的。采用修正后的公式结构是为了简化繁多公式的表达方式和增加本部分的可读性。

2 规范性引用文件

下列文件对于本文件的应用是必不可少的。凡是注日期的引用文件，仅注日期的版本适用于本文件。凡是不注日期的引用文件，其最新版本 (包括所有的修改单) 适用于本文件。

GB/T 17213.1—2015 工业过程控制阀 第 1 部分：控制阀术语和总则 (IEC 60534-1:2005, IDT)

GB/T 17213.9—2005 工业过程控制阀 第 2-3 部分：流通能力 试验程序 (IEC 60534-2-3:1997, IDT)

3 术语和定义

GB/T 17213.1—2015 界定的以及下列术语和定义适用于本文件。

3.1

控制阀类型修正系数 valve style modifier

单流路的水力直径与节流孔直径的比值，其中节流孔的面积等于给定行程下所有相同流路面积的总和。它是由制造商给出的行程的函数 (见附录 A)。

3.2

标准体积流量 standard volumetric flowrates

每小时内可压缩流体的体积流量,单位为立方米每小时,用符号 Q_s 表示,有以下两种情况:

a) 标准条件下,绝对压力为 101.325 kPa,温度 288.6 K。

b) 正常条件下,绝对压力为 101.325 kPa,温度 273 K。

表 1 给出了两种流量系数下的各数字常数。

4 符号

下列符号适用于本文件。

符号	说 明	单 位
C	流量系数(K_v 、 C_v)	各不相同 (见 GB/T 17213.1) (见注 4)
d	控制阀公称通径	mm
D	管道内径	mm
D_1	上游管道内径	mm
D_2	下游管道内径	mm
D_o	节流孔直径	mm
F_d	控制阀类型修正系数(参见附录 D)	无量纲(见注 4)
F_F	液体临界压力比系数	无量纲
F_L	无附接管件控制阀的液体压力恢复系数	无量纲(见注 4)
F_{LP}	带附接管件控制阀的液体压力恢复系数和管道几何形状系数的复合系数	无量纲(见注 4)
F_P	管道几何形状系数	无量纲
F_R	雷诺数系数	无量纲
F_γ	比热比系数	无量纲
M	流体分子量	kg/kmol
N	数字常数(见表 1)	各不相同(见注 1)
p_1	取压口 A 测得的入口绝对压力(见图 1)	kPa 或 bar(见注 2)
p_2	取压口 B 测得的出口绝对压力(见图 1)	kPa 或 bar
p_c	绝对热力学临界压力	kPa 或 bar
p_r	对比压力(p_1/p_c)	无量纲
p_v	入口温度下液体蒸汽的绝对压力	kPa 或 bar
Δp_{actual}	上、下游取压口的压差($p_1 - p_2$)	kPa 或 bar
Δp_{choked}	不可压缩流体压差极限值(阻塞压差)	kPa 或 bar
Δp_{sizing}	计算不可压缩流体流量或流量系数时的压差值	kPa 或 bar
Q	实际体积流量	m^3/h
Q_s	标准体积流量(见 3.2)	m^3/h
Re_v	控制阀的雷诺数	无量纲
T_1	入口绝对温度	K
T_c	绝对热力学临界温度	K
T_r	对比温度(T_1/T_c)	无量纲

t_s	标准条件下的绝对参比温度	K
W	质量流量	kg/h
x	实际压差与入口绝对压力之比($\Delta p/p_1$)(压差比)	无量纲
x_{choked}	可压缩流体的阻塞压差比	无量纲
x_{sizing}	计算可压缩流体流量或流量系数时的压差比值	无量纲
x_T	阻塞流条件下无附接管件控制阀的压差比系数	无量纲(见注 4)
x_{TP}	阻塞流条件下带附接管件控制阀的压差比系数	无量纲(见注 4)
Y	膨胀系数	无量纲
Z_1	入口处的压缩系数	无量纲
V	运动黏度	m^2/s (见注 3)
ρ_1	在 p_1 和 T_1 时的流体密度	kg/m^3
ρ_1/ρ_0	相对密度(对于 15℃ 的水, $\rho_1/\rho_0=1.0$)	无量纲
γ	比热比	无量纲
ζ	控制阀或阀内件附接渐缩管、渐扩管或其他管件时的速度头损失系数	无量纲
ζ_1	管件上游速度头损失系数	无量纲
ζ_2	管件下游速度头损失系数	无量纲
ζ_{B1}	入口的伯努利系数	无量纲
ζ_{B2}	出口的伯努利系数	无量纲

注 1:使用表 1 给出的单位对相应的公式进行量纲分析,确定数字常数的单位。

注 2:1 bar=10² kPa=10⁵ Pa。

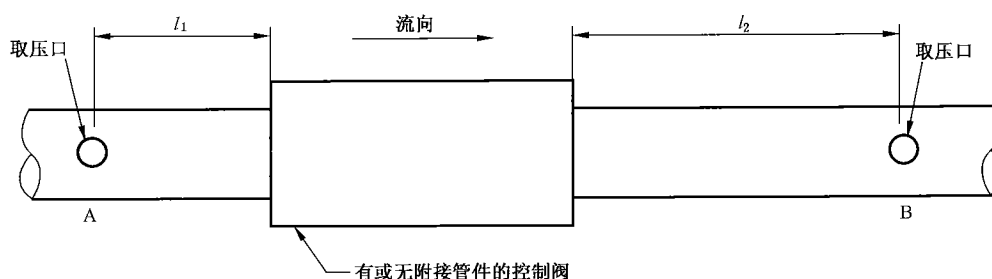
注 3:1 cst=10⁻⁶ m²/s。

注 4:这些值与行程有关,由制造商规定。

5 安装

在许多工业应用中,控制阀上附接有渐缩管或其他管件。这些管件通常会明显影响控制阀的额定流量系数。所以必须用一个修正系数来计算这些影响。并利用其他一些系数来考虑流体特性对控制阀流通能力的影响。

采用本文提出的公式和关系曲线计算控制阀尺寸时,计算出的流量系数被假定包括 A、B 两点之间的全部压头损失,见图 1。



l_1 = 两倍的管道公称通径

l_2 = 六倍的管道公称通径

图 1 计算用参考管段

6 不可压缩流体的计算公式

6.1 紊流

紊流条件下不可压缩流体的基本流量模型按式(1)计算:

$$Q = CN_1 F_P \sqrt{\frac{\Delta p_{\text{sizing}}}{\rho_1 / \rho_0}} \quad \dots\dots\dots (1)$$

注 1: 数字常数 N_1 取决于一般计算公式中使用的单位和流量系数的类型 K_v 或 C_v 。

注 2: 控制阀和附接管件的尺寸一致时, 管道几何形状系数 F_P 可简化为 1。更多信息和评估见 8.1。

此公式确定了流经控制阀的不可压缩流体的流量、流量系数、流体特性、相关安装系数和相应工作条件的关系。若已知流量系数、流量或压差中任意两个量, 可用式(1)求出另一个量。

此公式仅适用于成分单一, 单相流体(不适用于多相或多种成分的混合流体)。但对于液相多成分混合流体, 可在一定条件下谨慎地使用此公式。假定流体模式为液-液流体混合物, 并满足以下条件:

- 该混合流体是同系的;
- 该混合流体化学态与热力学态平衡;
- 整个节流过程发生良好且无多相层。

当满足上述条件时, 混合流体密度代替式(1)中的流体密度 ρ_1 。

6.2 压差

6.2.1 计算压差 Δp_{sizing}

式(1)中用于预测流量或计算流量系数的压差值由式(2)取实际压差与阻塞压差两者中较小的值。

$$\Delta p_{\text{sizing}} = \begin{cases} \Delta p & \text{当 } \Delta p < \Delta p_{\text{choked}} \\ \Delta p_{\text{choked}} & \text{当 } \Delta p \geq \Delta p_{\text{choked}} \end{cases} \quad \dots\dots\dots (2)$$

6.2.2 阻塞压差 Δp_{choked}

流经控制阀的流体流量不再随压差增大而增加的情况叫做“阻塞流”。在这种情况下的压差叫做阻塞压差。按式(3)计算:

$$\Delta p_{\text{choked}} = \left(\frac{F_{LP}}{F_P} \right)^2 (p_1 - F_F p_v) \quad \dots\dots\dots (3)$$

注: 当控制阀和附接管件的尺寸一致时, $(F_{LP}/F_P)^2$ 简化为 F_L^2 。更多信息见 8.1。

6.2.3 液体临界压力比系数 F_F

F_F 即液体临界压力比系数。该系数是阻塞流条件下明显的“缩流断面”压力与入口温度下液体的蒸汽压力之比。蒸汽压力接近零时这个系数为 0.96。

如果已知, F_F 可以由用户自行设置。对成分单一的流体, 可根据图 D.3 曲线或按式(4)确定近似值。

$$F_F = 0.96 - 0.28 \sqrt{\frac{p_v}{p_c}} \quad \dots\dots\dots (4)$$

用式(4)来描述多种成分混合流体的节流效应时, 其适用性受到闪蒸状态参数的影响。

6.3 非紊流(层流和过渡流)

式(1)仅限于完全紊流条件。在非紊流条件下,特别是当流量很低或流体黏度很高时,为确保式(1)的适用性,应计算控制阀的雷诺数[见式(23)]。当 $Re_v \geq 10\,000$ 时,式(1)适用。

7 可压缩流体的计算公式

7.1 概述

紊流条件下,可压缩流体的基本流量模型按式(5)计算:

$$W = CN_8 F_P Y \sqrt{x_{\text{sizing}} p_1 \rho_1} \quad \dots\dots\dots (5)$$

此公式可确定流经控制阀的可压缩流体的流量、流量系数、流体特性、相关安装系数和相关工作条件的关系。

式(6)、式(7)与式(5)等效,用于给出惯用的可用数据形式。

$$W = CN_8 F_P p_1 Y \sqrt{\frac{x_{\text{sizing}} M}{T_1 Z_1}} \quad \dots\dots\dots (6)$$

$$Q_S = CN_9 F_P p_1 Y \sqrt{\frac{x_{\text{sizing}}}{MT_1 Z_1}} \quad \dots\dots\dots (7)$$

注: M 的值参见附录 D。

把理想气体状态公式中的流体密度代入式(5)就导出了式(6)。式(7)中给出的流量以标准体积为单位。若已知流量系数、流量或压差中任意两个量,可用式(5)~式(7),求出另一个量。

7.2 压差

7.2.1 计算压差比 x_{sizing}

式(5)~式(7)中用于预测流量或计算流量系数的压差比的值取实际压差比与阻塞压差比两者中较小的值,见式(8):

$$x_{\text{sizing}} = \begin{cases} x & \text{当 } x < x_{\text{choked}} \\ x_{\text{choked}} & \text{当 } x \geq x_{\text{choked}} \end{cases} \quad \dots\dots\dots (8)$$

式中:

$$x = \frac{\Delta p}{p_1} \quad \dots\dots\dots (9)$$

7.2.2 阻塞压差比 x_{choked}

阻塞压差比是当压差比值增加但流体流量不再增加时的压差比。按式(10)计算:

$$x_{\text{choked}} = F_\gamma x_{\text{TP}} \quad \dots\dots\dots (10)$$

注:当控制阀和接管件的尺寸一致时, x_{TP} 简化成 x_{T} 。更多信息见 8.1。

7.3 比热比系数 F_γ

系数 x_{T} 是以接近大气压,比热比为 1.40 的空气流体为基础的。如果流体比热比不是 1.40,可用系数 F_γ 调整 x_{T} 。比热比系数按式(11)计算:

$$F_{\gamma} = \frac{\gamma}{1.4} \dots\dots\dots (11)$$

注： γ 和 F_{γ} 的值参见附录 D。

式(11)的推论是假设理想气体的性质和基于控制阀空气、蒸汽试验孔板模型的引申而来。在 $1.08 < \gamma < 1.65$ 范围内分析模型时可采用流体线性模型并使用式(11)。原始的节流孔模型或其他理论上的模型和式(11)在这个范围内的差别不大。但在这个范围以外相差甚远。为了达到最大程度的精确度,基于这种模型的计算应只限于具有在此范围内比热比和理想气体性质的流体。

7.4 膨胀系数 Y

膨胀系数 Y 表示流体从阀入口流到“缩流断面”(其位置就在节流孔的下游,该处的射流面积最小)处时的密度变化。它还表示压差变化时“缩流断面”面积的变化。

理论上, Y 受以下几个因素的影响:

- a) 节流孔面积与阀体入口面积之比;
- b) 流路的形状;
- c) 压差比 x ;
- d) 雷诺数;
- e) 比热比 γ 。

a)、b)、c)和 e)项的影响可用压差比系数 x_T 表示。 x_T 通过空气试验确定,将在 8.4 中论述。

雷诺数是控制阀节流孔处惯性力与黏性力之比。在可压缩流体情况下,由于紊流几乎始终存在,因此其值不受影响。

流体比热比会影响压差比系数 x_T 。

Y 可用式(12)计算:

$$Y = 1 - \frac{x_{\text{sizing}}}{3x_{\text{choked}}} \dots\dots\dots (12)$$

注:膨胀系数 Y 在阻塞流的条件下的极限值为 $2/3$ 。

7.5 压缩系数 Z

许多计算式都不包含上游条件下流体的实际密度这一项,而密度则是根据理想气体定律由入口压力和温度导出的。在某些条件下,真实气体性质与理想气体偏差很大。在这些情况下,就应引入压缩系数 Z 来补偿这个偏差。 Z 是对比压力 and 对比温度两者的函数。对比压力 p_r 定义为实际入口绝对压力与所述流体的绝对热力学临界压力之比,见式(13)。对比温度 T_r 的定义与此类似,见式(14):

$$p_r = \frac{p_1}{p_c} \dots\dots\dots (13)$$

$$T_r = \frac{T_1}{T_c} \dots\dots\dots (14)$$

注: p_c 和 T_c 的值参见附录 D。

7.6 非紊流(层流和过渡流)

式(5)~式(7)仅限于完全紊流条件。在非紊流条件下,特别是当流量很低或流体黏度很高时,为确保公式的适用性,应计算控制阀的雷诺数[见式(23)]。当 $Re_v \geq 10\,000$ 时,公式适用。

8 不可压缩流体与可压缩流体通用修正系数

8.1 管道几何形状修正系数

控制阀阀体上、下游装有附接管件时,必须考虑管道几何形状系数(F_P, F_{LP}, x_{TP})。系数 F_P 是流经带有附接管件控制阀的流量与无附接管件的流量之比。两种安装情况(见图 1)的流量均在不产生阻塞流的同一试验条件下测得。

为满足规定的流量不准确度为 $\pm 5\%$ 的要求,所有管道几何形状系数的试验应按 GB/T 17213.9—2005 规定。

在允许估算管道几何形状系数时,同轴渐缩管和渐扩管直接连接控制阀的模型应采用下列公式。这些公式由附接管件引入的静压头和动压头间的相互交换和额外的阻力分析数据导出。

此方法的有效性在于通过保持控制阀及其附接管件在液压或空气动力学上的相互独立性,来维持其累计效应。上述条件满足大部分实际运用需求。但对于某些特定阀门,例如蝶阀和球阀之类,压力恢复主要发生在下游管道而不是阀体内。用任意管道管件代替下游管道部分将改变压力恢复区。在这种条件下,简单的流阻修正方案不一定能说明这些影响。

8.2 估算管道几何形状系数 F_P

F_P 是流经带有附接管件控制阀的流量与无附接管件的流量之比。两种安装情况(见图 1)的流量均在不产生阻塞流的同一试验条件下测得。在允许估算时,应采用式(15)计算:

$$F_P = \frac{1}{\sqrt{1 + (\sum \zeta / N_2)(C/d^2)^2}} \quad \dots\dots\dots (15)$$

在此公式中, $\sum \zeta$ 是控制阀上所有附接管件的全部有效速度头损失系数的代数和。控制阀自身的速度头损失系数不包括在内,见式(16)。

$$\sum \zeta = \zeta_1 + \zeta_2 + \zeta_{B1} - \zeta_{B2} \quad \dots\dots\dots (16)$$

当控制阀的出入口处管道直径不同时,系数 ζ_B 以式(17)计算:

$$\zeta_B = 1 - \left(\frac{d}{D}\right)^4 \quad \dots\dots\dots (17)$$

如果入口与出口的管件是市场上供应的较短的同轴渐缩管,系数 ζ_1 和 ζ_2 用式(18)和式(19)估算。
入口渐缩管:

$$\zeta_1 = 0.5 \left[1 - \left(\frac{d}{D_1}\right)^2 \right]^2 \quad \dots\dots\dots (18)$$

出口渐缩管(渐扩管):

$$\zeta_2 = 1.0 \left[1 - \left(\frac{d}{D_2}\right)^2 \right]^2 \quad \dots\dots\dots (19)$$

入口和出口尺寸相同的渐缩管用式(20)计算:

$$\zeta_1 + \zeta_2 = 1.5 \left[1 - \left(\frac{d}{D}\right)^2 \right]^2 \quad \dots\dots\dots (20)$$

用上述 ζ 系数计算出的 F_P 值,一般将导致选出的控制阀容量比所需要的稍大一些。解决方案见附录 C。

F_P 的近似值曲线见附录 D 的图 D.1 a) 与图 D.1 b)。

8.3 估算带附接管件的液体压力恢复系数与管道几何形状系数的复合系数 F_{LP}

F_L 是无附接管件的液体压力恢复系数。该系数表示阻塞流条件下阀体内几何形状对阀容量的影响。它定义为阻塞流条件下的实际最大流量与理论上非阻塞流条件下的流量之比。如果压差是阻塞流条件下的阀入口压力与明显的“缩流断面”压力之差,就要算出理论非阻塞流条件下的流量。系数 F_L 可以由符合 GB/T 17213.9—2005 的试验来确定。 F_L 的典型值与流量系数百分比的关系曲线参见图 D.2。

F_{LP} 是带附接管件的控制阀的液体压力恢复系数和管道几何形状系数的复合系数。它可以用与 F_L 相同的方式获得。

为满足 F_{LP} 的偏差为 $\pm 5\%$ 的要求, F_{LP} 应由试验来确定。在允许估算时,应使用式(21):

$$F_{LP} = \frac{F_L}{\sqrt{1 + (F_L^2/N_2)(\sum \zeta_1)(C/d^2)^2}} \quad \dots\dots\dots (21)$$

其中 $\sum \zeta_1$ 是上游取压口与控制阀阀体入口之间测得的控制阀上游附接管件的速度头损失系数 $\zeta_1 + \zeta_{B1}$ 。

8.4 估算带附接管件的压差比系数 x_{TP}

x_T 是无渐缩管或其他管件的控制阀的压差比系数。如果入口压力 p_1 保持恒定并且出口压力 p_2 逐渐降低,则流经控制阀的质量流量就会增大至最大极限值,进一步降低 p_2 流量不再增加时,这种情况称作阻塞流。

当压差比 x 达到 $F_y x_T$ 值时就达到这个极限值。 x 的这个极限值就定义为临界压差比。即使实际压差比更大,用于任何一个计算公式和 Y 的关系式[式(12)]中的 x 值也应保持在这个极限之内。 Y 的数值范围是 0.667(当 $x = F_y x_T$ 时)到 1.0(非常低的压差)。

x_T 值可通过空气试验来确定。试验程序见 GB/T 17213.9—2005。

注 1:表 D.2 给出了几种控制阀装有全尺寸阀内件和全开时的 x_T 代表值,使用这个资料时应慎重,要求精确值时, x_T 的值宜通过试验获得。

如果控制阀带有附接管件, x_T 值将会受到影响。

x_{TP} 是控制阀带有附接管件且在阻塞流条件下的压差比系数。为满足 x_{TP} 的偏差为 $\pm 5\%$ 的要求,控制阀和附接管件应作为一个整体进行试验。当允许采用估算时,可采用式(22):

$$x_{TP} = \frac{x_T/F_P^2}{1 + (x_T \zeta_i/N_5)(C/d^2)^2} \quad \dots\dots\dots (22)$$

注 2: N_5 的值见表 1。

在上述关系中, x_T 为无渐缩管或附接管件控制阀的压差比系数。 ζ_i 是附接在控制阀入口面上的渐缩管或其他管件的入口的速度头损失系数($\zeta_1 + \zeta_{B1}$)之和。

如果入口管件是市场上供应的短尺寸同心渐缩管,则 ζ_i 的值可用式(18)估算。

9 雷诺数 Re_v

以上出现的不可压缩和可压缩流体的公式均针对完全紊流条件。当形成非紊流条件时,由于通过控制阀的介质压差低、黏度高、流量系数小或是这几个条件的组合,因此需要建立一个不同的模型。

控制阀的雷诺数 Re_v 用来确定流体是否处在紊流条件下。实验证明当 $Re_v \geq 10\,000$ 时,为紊流,阀门的雷诺数可用式(23)计算:

$$Re_v = \frac{N_4 F_d Q}{\nu \sqrt{CF_L}} \left(\frac{F_L^2 C^2}{N_2 d^4} + 1 \right)^{1/4} \quad \dots\dots\dots (23)$$

注 1:式(23)中的流量以不可压缩流体和可压缩流体的实际体积流量为单位。

注 2:运动黏度 ν 宜根据流体环境进行估算。

当 $Re_v < 10\,000$ 时应使用附录 A 中的公式计算。

控制阀的雷诺系数是流体流量和控制阀流量系数的函数。因此,在处理这两个变量中任意一变量时,必须寻得一个可以确保每个变量的所有情况都包含在内的计算公式。

注 3:流体流量和阀门流量系数的雷诺数需要通过迭代的方法来计算。

控制阀类型修正系数 F_d 把节流孔的几何形状转换成等效圆形的单流路。典型值参见表 D.2,具体细节见附录 A。为满足 F_d 的偏差为 $\pm 5\%$ 的要求, F_d 应由 GB/T 17213.9—2005 规定的试验来确定。

注 4:含有 F_P 的公式不适用。

表 1 数字常数 N

常数	流量系数 C		公式的单位						
	K_v	C_v	W	Q	$p, \Delta p$	ρ	T	d, D	ν
N_1	1×10^{-1}	8.65×10^{-2}	—	m^3/h	kPa	kg/m^3	—	—	—
	1	8.65×10^{-1}	—	m^3/h	bar	kg/m^3	—	—	—
N_2	1.60×10^{-3}	2.14×10^{-3}	—	—	—	—	—	mm	—
N_4	7.07×10^{-2}	7.60×10^{-2}	—	m^3/h	—	—	—	—	m^2/s
N_5	1.80×10^{-3}	2.41×10^{-3}	—	—	—	—	—	mm	—
N_6	3.16	2.73	kg/h	—	kPa	kg/m^3	—	—	—
	3.16×10^1	2.73×10^1	kg/h	—	bar	kg/m^3	—	—	—
N_8	1.10	9.48×10^{-1}	kg/h	—	kPa	—	K	—	—
	1.10×10^2	9.48×10^1	kg/h	—	bar	—	K	—	—
N_9 ($t_s = 0^\circ\text{C}$)	2.46×10^1	2.12×10^1	—	m^3/h	kPa	—	K	—	—
	2.46×10^3	2.12×10^3	—	m^3/h	bar	—	K	—	—
N_9 ($t_s = 15^\circ\text{C}$)	2.60×10^1	2.25×10^1	—	m^3/h	kPa	—	K	—	—
	2.60×10^3	2.25×10^3	—	m^3/h	bar	—	K	—	—
N_{17}	1.05×10^{-3}	1.21×10^{-3}	—	—	—	—	—	mm	—
N_{18}	8.65×10^{-1}	1.00	—	—	—	—	—	mm	—
N_{19}	2.5	2.3	—	—	—	—	—	mm	—
N_{22} ($t_s = 0^\circ\text{C}$)	1.73×10^1	1.50×10^1	—	m^3/h	kPa	—	K	—	—
	1.73×10^3	1.50×10^3	—	m^3/h	bar	—	K	—	—
N_{22} ($t_s = 15^\circ\text{C}$)	1.84×10^1	1.59×10^1	—	m^3/h	kPa	—	K	—	—
	1.84×10^3	1.59×10^3	—	m^3/h	bar	—	K	—	—
N_{27}	7.75×10^{-1}	6.70×10^{-1}	kg/h	—	kPa	—	K	—	—
	7.75×10^1	6.70×10^1	kg/h	—	bar	—	K	—	—
N_{32}	1.40×10^2	1.27×10^2	—	—	—	—	—	mm	—

注:使用表中提供的数字常数和表中规定的实际公制单位就能得出规定单位的流量系数。

附 录 A (规范性附录) 非紊流的计算公式

A.1 概述

本附录给出了目前在非紊流条件下流经控制阀的不可压缩流体和可压缩流体的计算公式。然而,相对于完全紊流,本方法研究的人员不多,而且它很大程度上取决于控制阀的几何形状。因此可能会引起个别控制阀制造商就其设计方面的争议。

A.2 符号

以下各符号均针对本附录。其他符号已在本部分正文中给出定义。

符号	说 明	单 位
C_{rated}	额定行程的流量系数	各不相同
F_R	雷诺数系数	无量纲
n	中间变量	无量纲

A.3 辨别非紊流的条件

如本部分正文中第 9 章所述,控制阀的雷诺数 Re_v 用来确定流体是否处在紊流条件下。雷诺数可根据式(23)进行计算得到,即:

$$Re_v = \frac{N_4 F_d Q}{\nu \sqrt{C F_L}} \left(\frac{F_L^2 C^2}{N_2 d^4} + 1 \right)^{1/4} \dots\dots\dots (A.1)$$

注 1:式(A.1)中的流量以不可压缩流体和可压缩流体的实际体积流量为单位。

注 2:可压缩流体的运动黏度 ν 用可压缩流体的 $(P_1 + P_2)/2$ 来计算。

注 3:流体流量和阀门流量系数的雷诺数需要通过迭代的方法来计算。

当 $Re_v \geq 10\,000$ 时,表明其在紊流状态下。当 $Re_v < 10\,000$ 时应使用本附录中的计算式。

A.4 技术范围

满足下列要求的可使用非紊流计算公式:

- a) 此处给出的公式专门针对牛顿流体。非牛顿流体的黏度(为剪切率的函数)将出现重大变化,且与流量成正比。
- b) 此处给出的公式适用于不可蒸发的流体。
- c) $\frac{C}{N_{18} d^2} \leq 0.047$

此外,对于非紊流条件下的短接式渐缩管或其他干扰流量的管件所产生的效应还不清楚。当对安装在这些管件之间的控制阀的层流或过渡流的性质缺乏信息时,建议其使用者采用适合这类控制阀的公式计算 F_R 系数。由渐缩管和扩张管产生的紊流会进一步推迟层流的发生,使用上述公式将会产生较保守的流量系数值。因此在给出控制阀雷诺数的情况下往往需要增加各自的 F_R 系数。

A.5 不可压缩流体的计算公式

非紊流条件下不可压缩流体基本流量模型用式(A.2)计算:

$$Q = C N_1 F_R \sqrt{\frac{\Delta p_{\text{actual}}}{\rho_1 / \rho_0}} \quad \dots\dots\dots (A.2)$$

以上公式确立了流经控制阀的不可压缩流体的流量、流量系数、相关安装系数和相关工作条件的关系。通过式(A.2),若已知流量系数、流量或压力差中任意两个量,可求出另一个量。

A.6 可压缩流体的计算公式

非紊流条件下可压缩流体的基本流量模型用式(A.3)计算:

$$W = C N_{27} F_R Y \sqrt{\frac{\Delta p (p_1 + p_2) M}{T_1}} \quad \dots\dots\dots (A.3)$$

以上公式确定了流经控制阀的可压缩流体的流量、流量系数、相关安装系数和相关工作条件的关系。

通常,式(A.3)还可写成式(A.4):

$$Q_s = C N_{22} F_R Y \sqrt{\frac{\Delta p (p_1 + p_2)}{M T_1}} \quad \dots\dots\dots (A.4)$$

注: M 的值参见附录 D。

其中

$$Y = \begin{cases} \frac{Re_v - 1\,000}{9\,000} \cdot \left[1 - \frac{x_{\text{sizing}}}{3 \cdot x_{\text{choked}}} - \sqrt{\left(1 - \frac{x}{2}\right)} \right] + \sqrt{\left(1 - \frac{x}{2}\right)} & 1\,000 \leq Re_v < 10\,000 \\ \sqrt{\left(1 - \frac{x}{2}\right)} & Re_v < 1\,000 \end{cases} \quad \dots\dots\dots (A.5)$$

式(A.4)中的流量以标准体积为单位。通过式(A.3)或式(A.4),若已知流量系数、流量或压力差中任意两个量,可求出第三个量。

A.7 雷诺数系数 F_R 的公式

雷诺数系数 F_R 的计算见式(A.6):

对于层流状态($Re_v < 10$),

$$F_R = \text{Min} \left[\frac{0.026}{F_L} \sqrt{n Re_v}, 1.00 \right] \quad \dots\dots\dots (A.6)$$

注:“Min”函数选取以上自变量中的最小值。

对于过渡流状态($Re_v \geq 10$),使用式(A.7):

$$F_R = \text{Min} \left[\frac{1 + \left(\frac{0.33 F_L^{1/2}}{n^{1/4}} \right) \lg \left(\frac{Re_v}{10\,000} \right)}{F_L} \sqrt{n Re_v}, 1.00 \right] \quad \dots\dots\dots (A.7)$$

常量 n 的值取决于阀内件类型。

对于全尺寸阀内件($C_{\text{rated}}/d^2 N_{18} \geq 0.016$),使用式(A.8a):

$$n = \frac{N_2}{(C/d^2)^2}$$

.....(A.8a)

对于缩小型阀内件($C_{\text{rated}}/d^2 N_{18} < 0.016$),使用式(A.8b):

$$n = 1 + N_{32} (C/d^2)^{2/3}$$

.....(A.8b)

附录 B

(规范性附录)

流体流经多级控制阀的计算公式

B.1 概述

本附录给出了流经多级控制阀的可压缩流体流量的计算公式。除以下内容,基本公式与本部分正文中给出的一致:

- a) 膨胀系数 Y 的计算公式[式(B.3)];
- b) 同时考虑级互作用系数 k 和再热系数 r 的情况;
- c) 多级控制阀的 F_L 和 x_T 系数值表(表 D.2)。

该技术适用于多级多流路控制阀、多级单流路控制阀和连续阻力阀内件控制阀的设计。各控制阀类型的定义及描述见 B.3。

由 GB/T 17213.9—2005 规定的试验来确定 1 级到 5 级多级单流路和多流路控制阀数据的有效性。试验介质为空气,试验压力 $5 \times 10^5 \text{ Pa} \sim 13.5 \times 10^5 \text{ Pa}$,温度接近 300 K。某些数据需要在工厂条件下获得:试验介质为蒸汽,试验压力 $12 \times 10^5 \text{ Pa} \sim 110 \times 10^5 \text{ Pa}$,温度 460 K~750 K。此试验方法适用任意级数,但仅证实到 5 级。

由 GB/T 17213.9—2005 规定的试验来确定 4 到 30 转折连续阻力的阀内件数据的有效性。试验介质为空气,试验压力 $5 \times 10^5 \text{ Pa}$,温度接近 300 K。某些数据需要在工厂条件下获得:试验介质为蒸汽,试验压力 $24 \times 10^5 \text{ Pa}$,温度在 500 K~720 K 之间。此试验方法适用任意转折数,但仅证实到 30 转折。

若控制阀的系数(如 K_v 或 C_v 、 F_L 和 x_T)不能通过 GB/T 17213.9—2005 相关的试验确定,则应使用制造商提供的相关值。

当满足以下条件时,本部分正文中给出的单级控制阀公式也适用于多级控制阀:

- a) 控制阀设计的结构范围在本部分给出的结构部分以外;
- b) 能证明单级控制阀公式可适用于所设计的结构。

B.2 符号

以下各符号均针对本附录。其他符号已在本部分正文中给出定义。

符号	说 明	单 位
A_{HT}	额定行程下相邻上游的级的孔总面积	mm^2
A_0	单流路的出口面积,包括相关的多流路总面积	mm^2
A_1	单流路的入口面积	mm^2
D_s	相邻上游级的外径	mm
k	级互作用系数	无量纲
l	行程	mm
n	在一条单流路中的转折数或级数。若出现一条流路分化成多条流路,只取其中一条流路	无量纲
r	再热系数	无量纲

B.3 术语和定义

GB/T 17213.1—2015 界定的以及下列术语和定义适用于本附录。

B.3.1

多级控制阀 multistage control valves

阀内件以间隔分为若干个级的球形控制阀(见图 B.1 和图 B.2)。其所有级的孔径的几何轮廓必须类同。第二级流量系数 C 与第一级流量系数 C 的比值不得超过 1.80。其他级与其前一级的流量系数 C 的比值不得超过 1.55,且允许误差在 $\pm 9\%$ 。正常情况下,不可压缩流体的级流量系数大约相等,只有当要求较高压差时才能分配给特定级稍小的流量系数 C 。

B.3.2

间隔 gap

相邻级的间距。

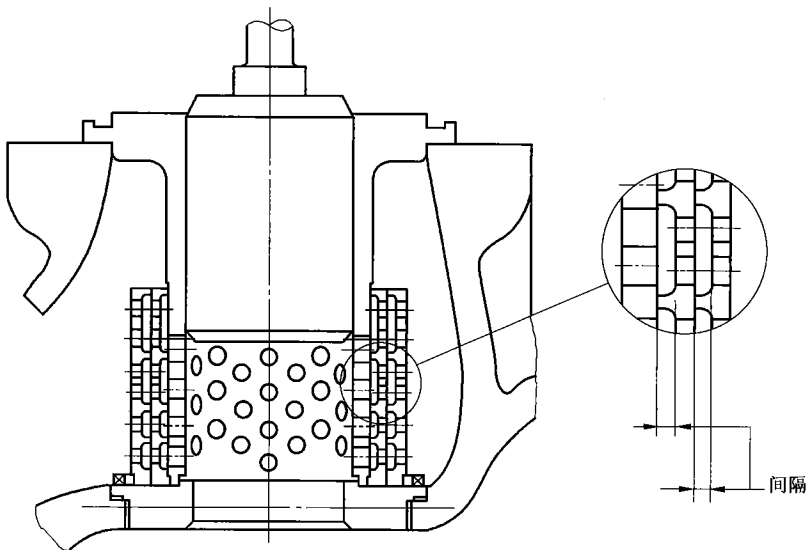
B.3.3

多级多流路控制阀 multistage multipath control valves

阀内件具有多个以间隔分为若干级的流量通道的球形控制阀(见图 B.1)。为了保证本附录的公式的准确性,间隔应根据式(B.1)计算,允许误差 $-10\% \sim +15\%$ (见图 B.1 和图 B.2)。

$$gap = A_{HT} \left(\frac{1}{l} \right) \left(\frac{1.6}{\sqrt{D_s}} \right) \dots\dots\dots (B.1)$$

式中:
最小间隔为 4 mm;
最大间隔为 44 mm。



注:图为多级阀内件的一个实例。

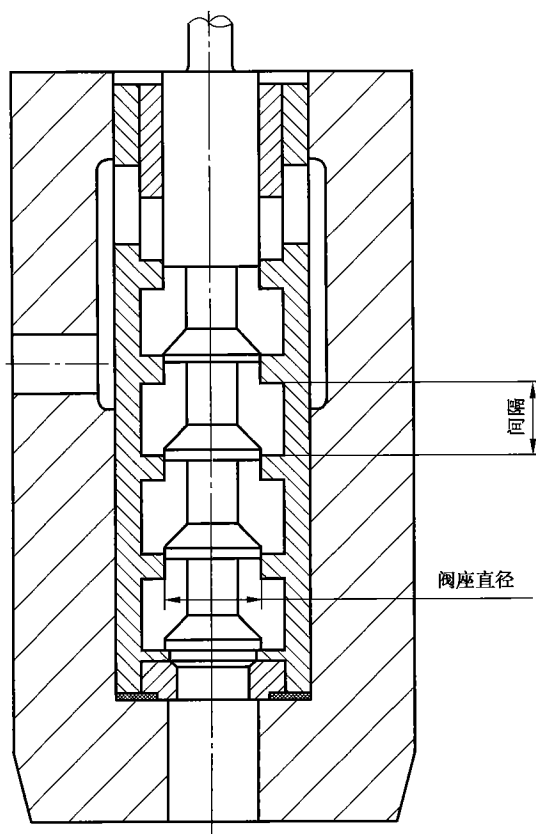
图 B.1 多级多流路阀内件

B.3.4**多级单流路控制阀 multistage single path control valves**

阀内件具有以间隔分为若干级的单通道的球形控制阀(见图 B.2)。间隔宜维持在下述最小及最大限值范围内:

最小间隔:前一级阀座直径的 0.6 倍;

最大间隔:前一级阀座直径的 1.1 倍。



注:图为多级阀内件的一个实例。

图 B.2 多级单流路阀内件

B.3.5**连续阻力阀内件控制阀 continuous resistance trim control valves**

阀内件由连续阻力型相互不连通的多级多流路节流装置组成的球形控制阀。一般也叫作迷宫式阀(见图 B.3 和图 B.4)。流路应具有几何相似性,相互不连通,但可在某些位置点再拆分为多条流路。对于不可压缩流体,每条流路的截面积的恒定不变会引起非常高的压损,如果是逐渐增大的,可保证低的出口流速。对于可压缩流体,其截面积应随着流向而增加且控制在下列范围内,见式(B.2):

$$A_1 \times (1.12)^n \leq A_0 \leq A_1 \times (1.23)^n \quad \dots\dots\dots (B.2)$$

每条流路中的转折数与每条流路的长度间关系的最大值和最小值的范围应由下式计算:

$$I_{\max} = n \times 10.50$$

$$I_{\min} = n \times 7.00 \text{ (最短流路不得小于 25mm)}$$

式中, I 为每条流路的长度。若出现再分多路,则 I 仅指其中一条流路。单位是 mm。

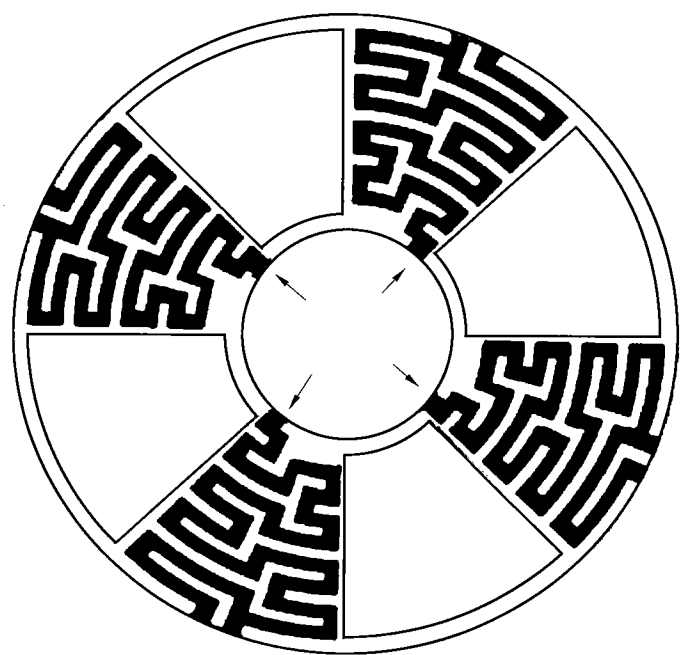


图 B.3 连续阻力阀内件的盘(完整的阀内件由多块盘层叠而成)

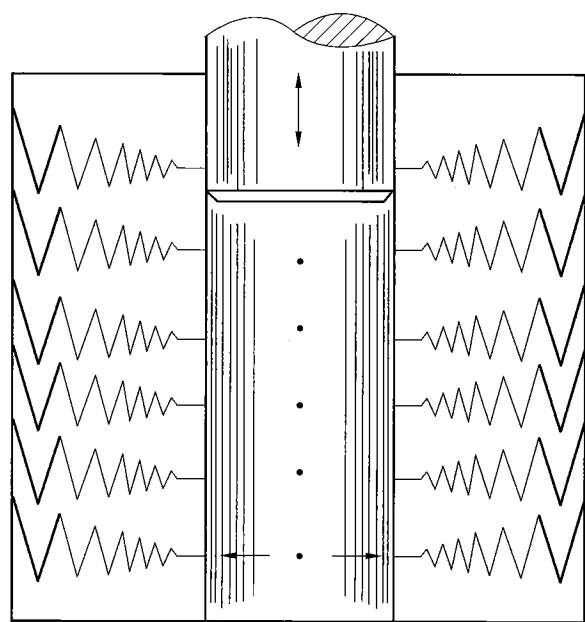


图 B.4 纵向波浪形多流路连续阻力阀内件剖面图

B.4 膨胀系数, Y

膨胀系数术语及其公式已在正文的 7.4 中给出。式(B.3)用于计算多级控制阀级与级之间产生再热效应后的膨胀系数。

$$Y = \left\{ 1 - \frac{1 - [1 - k(x/x_T)]^{\beta_1}}{1.212 F_y^{\beta_2}} \right\} \left(1 + r \frac{x^{\beta_3}}{F_y} \right) \quad \dots\dots\dots (B.3)$$

式中指数 β 定义如下:

	控制阀阀内件类型	
	恢复级	连续阻力
β_1	0.5	$(2/n)^{0.333}$
β_2	1.0	1.0 $2 \leq n \leq 7$ 0.5 $n \geq 8$
β_3	$\sqrt{n-1}$	$\frac{1}{2} \sqrt{\frac{n}{2} - 1}$

式(B.3)中 x 的值应不超过 $F_y x_T$ 的值;且式中此项的最大值为 0.963。此外,式中 x_T 的值不用 F_y 修正。

B.5 级互作用系数 k

Y 的计算公式(B.3)中引入了系数 k 用以把控制阀压差比 x 转化为缩流断面压差比。它也包括各级与末级出口间压力恢复差异的修正系数。不同数量的级具有特定的 k 值,见表 B.1 和表 B.2。

B.6 再热系数 r

Y 公式(B.3)的前一项基于各级间流体的完全再加热(膨胀时热度降低后热焓得到完全恢复),实际上这样的情况不会出现。级间只能部分再加热使流体膨胀不到理论比量,当级的数量增加到 4 以上时由于级数增加导致摩擦再热增强。 Y 公式(B.3)的后一项识别这些效应并对 Y 的理论计算式作出相应的改变,再热系数 r 使得校正量可通过阀压差比进行计算,不同数量的级具有特定的 r 值。见表 B.1 和表 B.2。

表 B.1 多级单流路及多流路阀内件级互作用系数 k 和再热系数 r 的值

级数	k	r
1	0.404	0
2	0.673	0.215
3	0.825	0.316
4	0.885	0.335
5	0.915	0.310

表 B.2 连续阻力阀内件级互作用系数 k 和再热系数 r 的值

转折数	k	r
2	0.420 ^a	0.066
4	0.510 ^a	0.130
6	0.600	0.153
7	0.624	0.156
8	0.652	0.152
10	0.700	0.147
12	0.722	0.122
14	0.740	0.106
16	0.752	0.095
18	0.769	0.091
20	0.780	0.087
22	0.795	0.083
24	0.800	0.078
26	0.812	0.073
28	0.820	0.067
30	0.830	0.062
34	0.852	0.049
38	0.880	0.040
42	0.905	0.032
46	0.927	0.024
50	0.950	0.019
^a 如转折数为 2 至 4 时,若 x 的值小于或等于 0.35,则表中的 k 值应乘以 1.30。		

附 录 C

(资料性附录)

管道系数的计算法

C.1 方法

管道几何形状系数的估算公式是流量系数 C 的函数。系数的最大估算准确度取决于公式中使用的节流系数。但这很难或不可能从代数角度解决问题。因此迭代解法更适用。在公式中使用额定流量系数(见 GB/T 17213.1—2015)能获得代数解,但这就要求更多的修正系数。

有些条件可能会导致数字异常或问题无法解决。这种情况表示对于需要通过的规定流量而言,控制阀和附接管件的组合阻力太大。因此需要一个口径更大的阀门。

以下补充的方法适用于上述提到的每一个流体计算公式。

C.2 迭代解法

C.2.1 概述

下列数解基于使用简单的迭代中分法找函数的根。该方法颇为直接,全面,并具有精确度。其他技术方法也可行,但应提供必要的论证以保证其真实可用。

中分法着重于建立一个包括函数根的初始区间。该区间被反复地二等分,直至包含函数根的区间很小,小到足以有效地把根计算出来。此方法的流程见图 C.1、图 C.2 及下列叙述。

C.2.2 第一步——定义流量函数

本部分正文中出现的所有流量公式均可用下列含有作为独立变量的流量系数 C 的函数形式(C.1)表示:

$$F(C) = [\text{流量}] - [\text{定义流量公式}] \quad \dots\dots\dots (C.1)$$

例如,不可压缩流体公式(1)可写成式(C.2)的函数形式:

$$F(C) = Q - CN_1 F_P \sqrt{\frac{\Delta p_{\text{sizing}}}{\rho_1 / \rho_0}} \quad \dots\dots\dots (C.2)$$

注意函数表达式中的某些术语由流量系数 C 决定,如管道修正系数 F_P 和计算压差 Δp_{sizing} 等。

流量系数与所给出的条件相关,由函数根决定。即式(C.3):

$$F(C) = 0 \quad \dots\dots\dots (C.3)$$

C.2.3 第二步——设置区间下限值

初始区间下限值设为 0。与之相关的控制阀系数值 F_L 、 x_T 也应考量(如低行程的值)。各管道的修正系数如 F_P 、 F_{LP} 和 x_{TP} 的值应使用 C 、 F_L 和 x_T 计算得来。计算流量函数应使用各独立变量的当前值。

C.2.4 第三步——设置区间上限值

设置初始区间上限值需慎重考虑。首先,最大值必须设置成一个足够大的值以确保区间内有一个

函数根。建议为满足式(C.4)要求:

$$C_{\text{Upper}} = 0.075d^2 N_{18} \dots\dots\dots (C.4)$$

这里的值在本部分所列范围之外,但可以足够大以获得有效实根。

其二,关于流量系数 C 。在本部分正文中的式(15)中,很大的流量系数值伴随大量下游流体膨胀可能导致数学计算异常。为预防这种现象的发生,式(15)需要一个上限值,见式(C.5):

$$C_{\text{Upper}} = 0.99d^2 \sqrt{-\frac{N_2}{\sum \xi}} \dots\dots\dots (C.5)$$

上限值应为以上两者中的较小值。

再一次强调, C_{Upper} 相关的 F_L, x_T 的值由 F_P, F_{LP}, x_{TP} 计算得出。计算流量函数应使用各独立变量的当前值。

C.2.5 第四步——检验区间内的函数解

函数 $F(C)$ 在给定的区间上为单调函数。因此,如果有一个根存在于区间内,那么在此区间范围内的函数值异号。如果函数同号,那么区间内无实根。这说明在所选的流量系数范围内没有通过该流体的足够容量。因此需要一个更大尺寸的阀门重复上述程序。

若函数异号,则区间内存在一个解。程序进入下一步进行函数解区间的收敛。

C.2.6 第五步——修正区间

修正区间指计算区间的中间值以及所有由流量系数决定的参数($F_L, x_T, F_P, x_{TP}, F_{LP}$)。通过中间值把初始区间一分为二,这两个区间中必有一个包含函数根。为了确定哪个区间内包含函数根,可把流量方程中间值的符号与上限值比较。如果同号,那么数值较小的区间包含函数根。上限值应根据当前的中间值重新定义。反之,则数值较大的区间包含函数根。下限值应根据当前的中间值重新定义。

C.2.7 第六步——收敛检验

当包含函数根的区间上限值和下限值互相接近到一定程度,函数根的计算就不再反复。见式(C.6):

$$|C_{\text{Upper}} - C_{\text{Lower}}| \leq \epsilon \dots\dots\dots (C.6)$$

对于收敛误差 ϵ 值建议为 0.000 01。

当函数收敛到一定程度,最终值就被设置成区间的中间值,见式(C.7):

$$C = \frac{C_{\text{Upper}} + C_{\text{Lower}}}{2} \dots\dots\dots (C.7)$$

C.3 非迭代解

如果 C 的值是已知的,而需计算流量 W 或 Q ,则可以直接使用式(16)。

如果需要根据流量 W 或 Q 来计算 C ,则不能直接使用式(16),为了避免迭代,应使用下列计算程序。

对于不可压缩流体(见第 6 章)或可压缩流体(见第 7 章)使用表 C.1 和表 C.2 来计算,并使用由式(1)(在紊流,无附加设备的情况下的不可压缩非阻塞流体)或式(5)、式(6)、式(7)(在紊流,无附加设备的情况下的可压缩非阻塞流体)计算得到的 C 。管道几何形状系数 F_P 和雷诺数系数 F_R 的最大值是 1。同时实际压差比 x_{actual} 和实际压差 Δp_{actual} 也需要在此应用。对于可压缩流体,膨胀系数 Y 为取最小值 2/3。

表 C.1 不可压缩流体

非阻塞流 ($\Delta p_{\text{actual}} < \Delta p_{\text{choked}}$)	阻塞流 ($\Delta p_{\text{actual}} \geq \Delta p_{\text{choked}}$)
Δp_{choked} 由式(3)计算得出,采用非阻塞流环境中的 F_P 和 F_{LP} (见本表)	
$F_P = \sqrt{1 - \frac{\sum \xi}{N_2} \left(\frac{C}{d^2} \right)^2}$	$F_P = \sqrt{\frac{1 - \frac{\Delta p}{p_1 - F_F \cdot p_v} \cdot \frac{\xi_1 + \xi_{B1}}{N_2} \left(\frac{C}{d^2} \right)^2}{1 + \frac{\Delta p}{p_1 - F_F \cdot p_v} \cdot \frac{1}{N_2} \left(\frac{\sum \xi}{F_L^2} - (\xi_1 + \xi_{B1}) \right) \left(\frac{C}{d^2} \right)^2}}$
$F_{LP} = \frac{F_L}{\sqrt{1 + \frac{\xi_1 + \xi_{B1}}{N_2} \left(\frac{C}{d^2} \right) \frac{F_L^2}{F_P^2}}}$	$F_{LP} = F_L \cdot \sqrt{1 - \frac{\Delta p}{p_1 - F_F \cdot p_v} \cdot \frac{\xi_1 + \xi_{B1}}{N_2} \left(\frac{C}{d^2} \right)^2}$

表 C.2 可压缩流体

非阻塞流 ($x_{\text{actual}} < x_{\text{choked}}$)	阻塞流 ($x_{\text{actual}} \geq x_{\text{choked}}$)
x_{choked} 由式(10)计算得出,采用非阻塞流环境中的 F_P 和 x_{TP} (见本表)	
$F_P = \sqrt{1 - \frac{\sum \xi}{N_2} \left(\frac{C}{d^2} \right)^2}$	$F_P = \sqrt{\frac{1 - \frac{9}{4} \cdot \frac{\Delta p}{F_r \cdot p_1} \cdot Y^2 \cdot \frac{\xi_1 + \xi_{B1}}{N_5} \left(\frac{C}{d^2} \right)^2}{1 + \frac{9}{4} \cdot \frac{\Delta p}{F_r \cdot p_1} \cdot Y^2 \cdot \frac{1}{N_5} \left[\frac{\sum \xi}{x_T} - (\xi_1 + \xi_{B1}) \right] \left(\frac{C}{d^2} \right)^2}}$
$x_{TP} = \frac{x_T}{F_P^2 + x_T \cdot \frac{\xi_1 + \xi_{B1}}{N_5} \left(\frac{C}{d^2} \right)^2}$	$x_{TP} = x_T \cdot \left[1 + \frac{\Delta p}{F_r \cdot p_1} \cdot Y^2 \cdot \frac{\xi_1 + \xi_{B1}}{N_5} \left(\frac{C}{d^2} \right)^2 \right]$

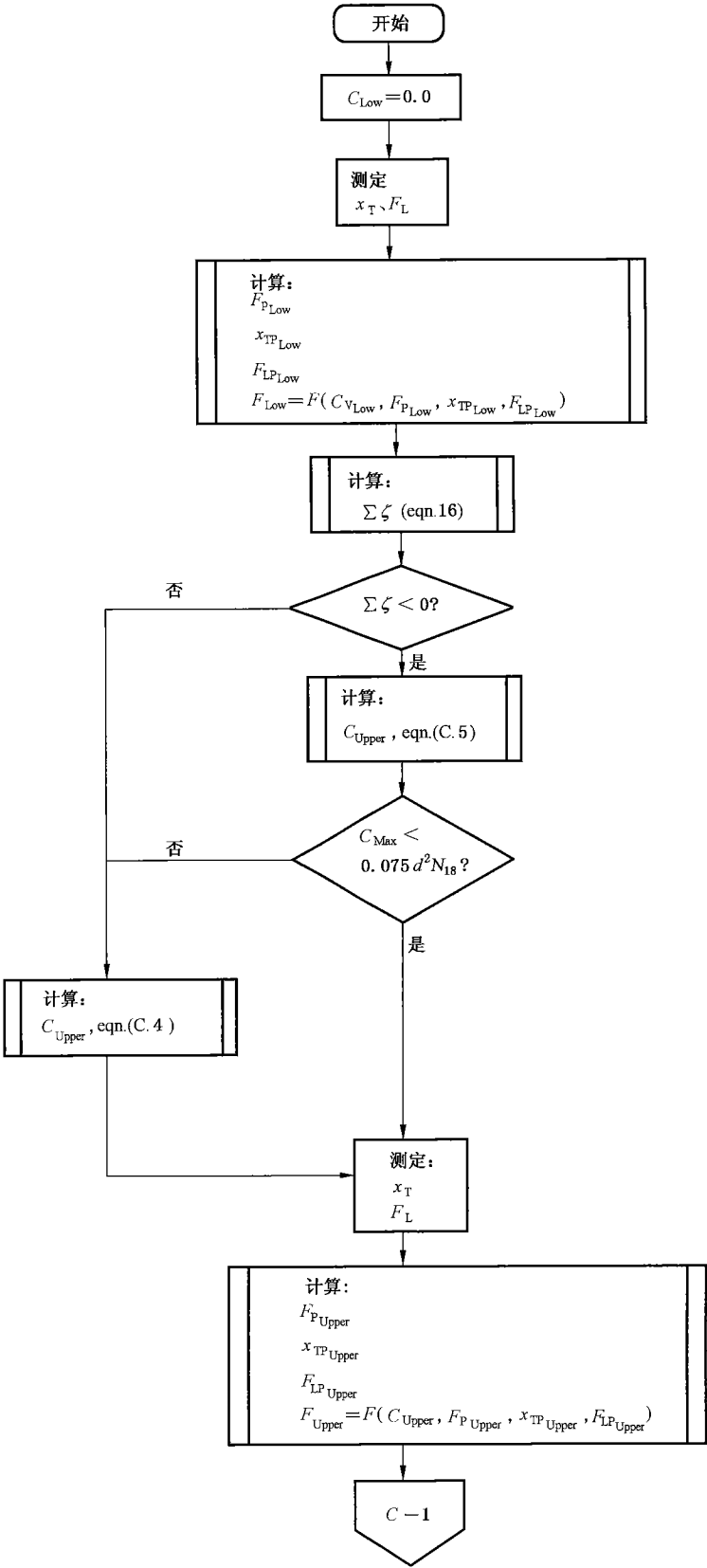


图 C.1 使用迭代方法确定流量系数上限值

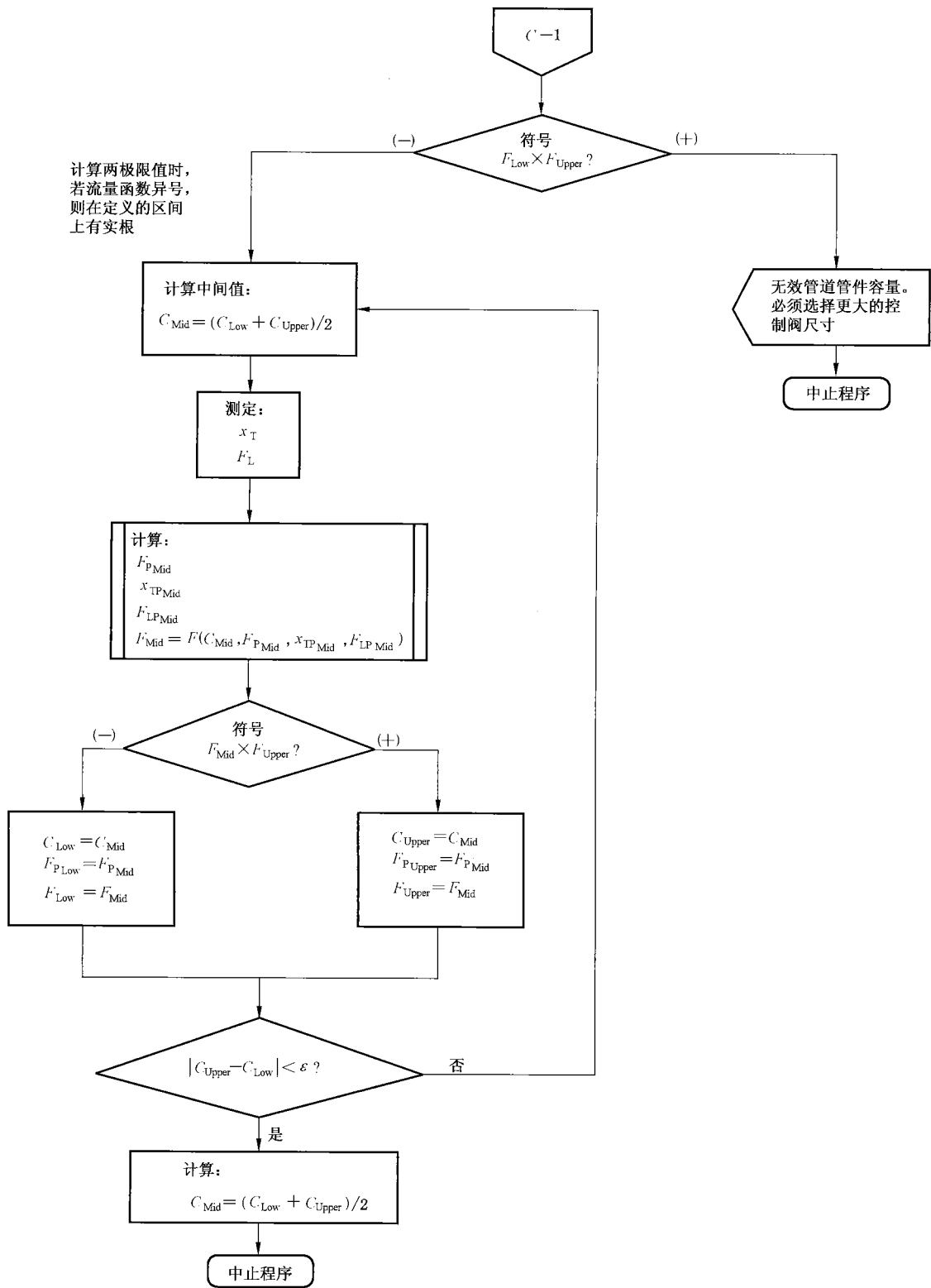


图 C.2 使用迭代方法确定最终流量系数

附 录 D
(资料性附录)
控 制 数 据

D.1 物理常数

表 D.1 中给出了物理常数。

表 D.1 气体与蒸汽的物理常数

气体和蒸汽	符号	M	γ	F_γ	p_c^a	T_c^b
乙炔	C_2H_2	26.04	1.30	0.929	6 140	309
空气	—	28.97	1.40	1.000	3 771	133
氨	NH_3	17.03	1.32	0.943	11 400	406
氩	Ar	39.948	1.67	1.191	4 870	151
苯	C_6H_6	78.11	1.12	0.800	4 924	562
异丁烷	C_4H_{10}	58.12	1.10	0.784	3 638	408
丁烷	C_4H_{10}	58.12	1.11	0.793	3 800	425
异丁烯	C_4H_8	56.11	1.11	0.790	4 000	418
二氧化碳	CO_2	44.01	1.30	0.929	7 387	304
一氧化碳	CO	28.01	1.40	1.000	3 496	133
氯气	Cl_2	70.906	1.31	0.934	7 980	417
乙烷	C_2H_6	30.07	1.22	0.871	4 884	305
乙烯	C_2H_4	28.05	1.22	0.871	5 040	283
氟	F_2	18.998	1.36	0.970	5 215	144
氟里昂 11(三氯-氟化甲烷)	CCl_3F	137.37	1.14	0.811	4 409	471
氟里昂 12(二氯二氟甲烷)	CCl_2F_2	120.91	1.13	0.807	4 114	385
氟里昂 13(一氯三氟代甲烷)	$CClF_3$	104.46	1.14	0.814	3 869	302
氟里昂 22(一氯二氟代甲烷)	$CHClF_2$	80.47	1.18	0.846	4 977	369
氦	He	4.003	1.66	1.186	229	5.25
庚烷	C_7H_{16}	100.20	1.05	0.750	2 736	540
氢	H_2	2.016	1.41	1.007	1 297	33.25
氯化氢	HCl	36.46	1.41	1.007	8 319	325
氟化氢	HF	20.01	0.97	0.691	6 485	461
甲烷	CH_4	16.04	1.32	0.943	4 600	191

表 D.1 (续)

气体和蒸汽	符号	M	γ	F_γ	p_c^a	T_c^b
一氯甲烷	CH_3Cl	50.49	1.24	0.889	6 677	417
天然气 ^c	—	17.74	1.27	0.907	4 634	203
氖	Ne	20.179	1.64	1.171	2 726	44.45
一氧化氮	NO	63.01	1.40	1.000	6 485	180
氮	N_2	28.013	1.40	1.000	3 394	126
辛烷	C_8H_{18}	114.23	1.66	1.186	2 513	569
氧	O_2	32.000	1.40	1.000	5 040	155
戊烷	C_5H_{12}	72.15	1.06	0.757	3 374	470
丙烷	C_3H_8	44.10	1.15	0.821	4 256	370
丙二醇	C_3H_6	42.08	1.14	0.814	4 600	365
饱和蒸汽	—	18.016	1.25~1.32 ^c	0.893~0.943 ^c	22 119	647
二氧化硫	SO_2	64.06	1.26	0.900	7 822	430
过热蒸汽	—	18.016	1.315	0.939	22 119	647
注:本表给出的常数适用于环境温度和大气压力下的流体(不包括蒸汽)。						
^a 压力单位为千帕斯卡(kPa)(绝对压力)。						
^b 温度单位为开尔文(K)。						
^c 参考值,准确的特性需要了解确切的组成成分。						

D.2 典型的控制阀系数

表 D.2 控制阀类型修正系数 F_d 、液体压力恢复系数 F_L 和额定行程下的压差比系数 x_T 的典型值^a

控制阀类型	阀内件类型	流向 ^b	F_L	x_T	F_d
球形阀,单座	3 V 口阀芯	流开或流关	0.9	0.70	0.48
	4 V 口阀芯	流开或流关	0.9	0.70	0.41
	6 V 口阀芯	流开或流关	0.9	0.70	0.30
	柱塞形阀芯(线性和等百分比)	流开	0.9	0.72	0.46
		流关	0.8	0.55	1.00
	60 个等径孔的套筒	向外或向内 ^c	0.9	0.68	0.13
	120 个等径孔的套筒	向外或向内 ^c	0.9	0.68	0.09
	特性套筒,4 孔	向外 ^c	0.9	0.75	0.41
		向内 ^c	0.85	0.70	0.41

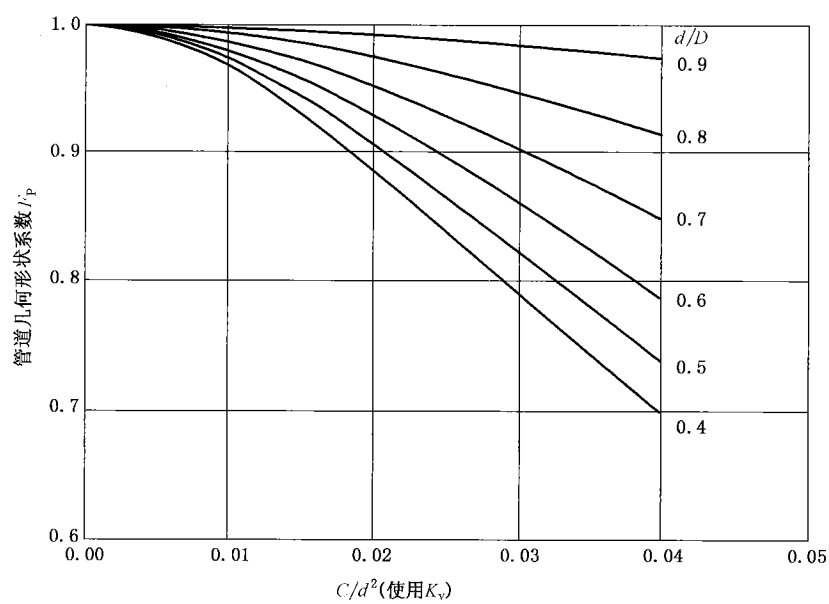
表 D.2 (续)

控制阀类型	阀内件类型		流向 ^b	F_L	x_T	F_d
球形阀, 双座	开口阀芯		阀座间流入	0.9	0.75	0.28
	柱塞形阀芯		任意流向	0.85	0.70	0.32
球形阀, 角阀	柱塞形阀芯(线性和等百分比)		流开	0.9	0.72	0.46
			流关	0.8	0.65	1.00
	特殊套筒, 4 孔		向外 ^c	0.9	0.65	0.41
			向内 ^c	0.85	0.60	0.41
	文丘利阀		流关	0.5	0.20	1.00
球形阀, 小流量阀内件	V 形切口		流开	0.98	0.84	0.70
	平面阀座(短行程)		流关	0.85	0.70	0.30
	锥形针状		流开	0.95	0.84	$\frac{N_{19}\sqrt{C\times F_L}}{D_o}$
角行程阀	偏心球形阀芯		流开	0.85	0.60	0.42
			流关	0.68	0.40	0.42
	偏心锥形阀芯		流开	0.77	0.54	0.44
			流关	0.79	0.55	0.44
蝶阀(中心轴式)	70°转角		任意	0.62	0.35	0.57
	60°转角		任意	0.70	0.42	0.50
	带凹槽蝶板(70°)		任意	0.67	0.38	0.30
蝶阀(偏心轴式)	偏心阀座(70°)		任意	0.67	0.35	0.57
球阀	全球体(70°)		任意	0.74	0.42	0.99
	截球体		任意	0.60	0.30	0.98
球形阀和角阀	多级多流路	2	任意	0.97	0.812	
		3		0.99	0.888	
		4		0.99	0.925	
		5		0.99	0.950	
球形阀和角阀	多级单通	2	任意	0.97	0.896	
		3		0.99	0.935	
		4		0.99	0.960	

^a 这些值仅为典型值, 实际值应由制造商规定。

^b 趋于阀开或阀关的流体流向, 即将截流件推离或推向阀座。

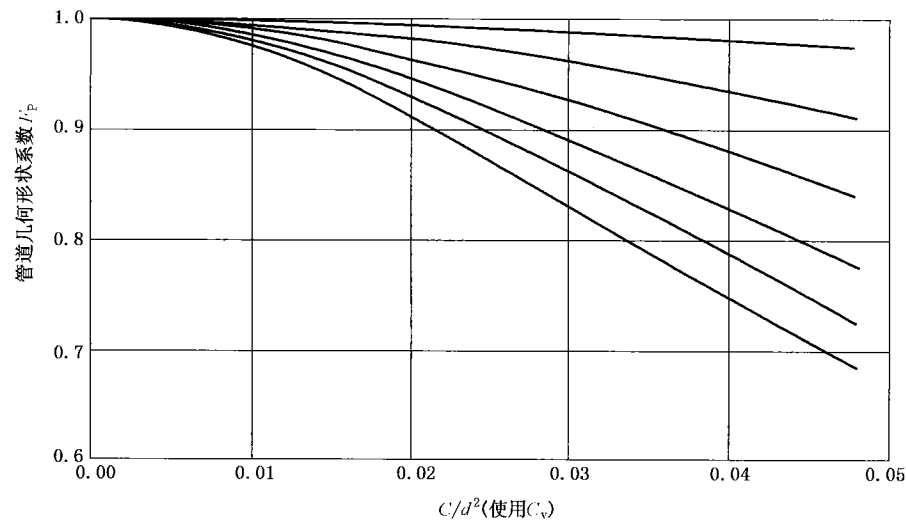
^c 向外的意思是流体从套筒中央向外流, 向内的意思是流体从套筒外向中央流。



注 1：阀两端的管径 D 是相同的[见式(20)]。

注 2：这些曲线的使用参见附表 E。

a) 用于 K_v/d^2 的管道几何形状系数 F_p

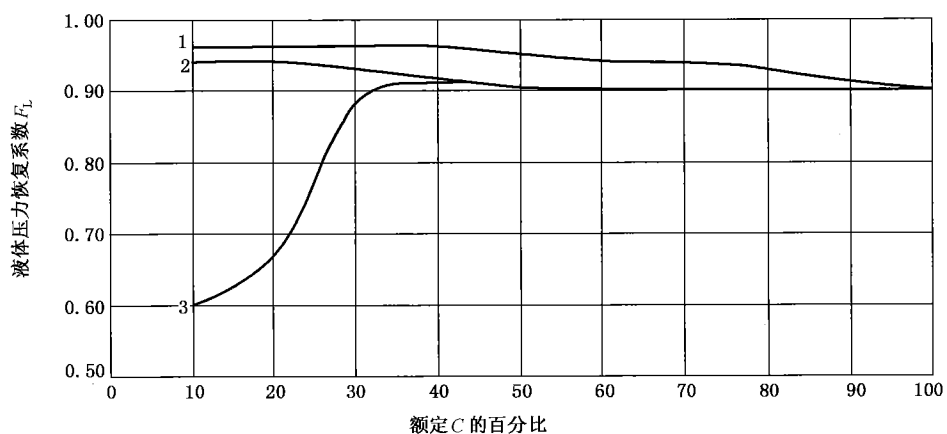


注 1：阀两端的管径 D 是相同的[见式(20)]。

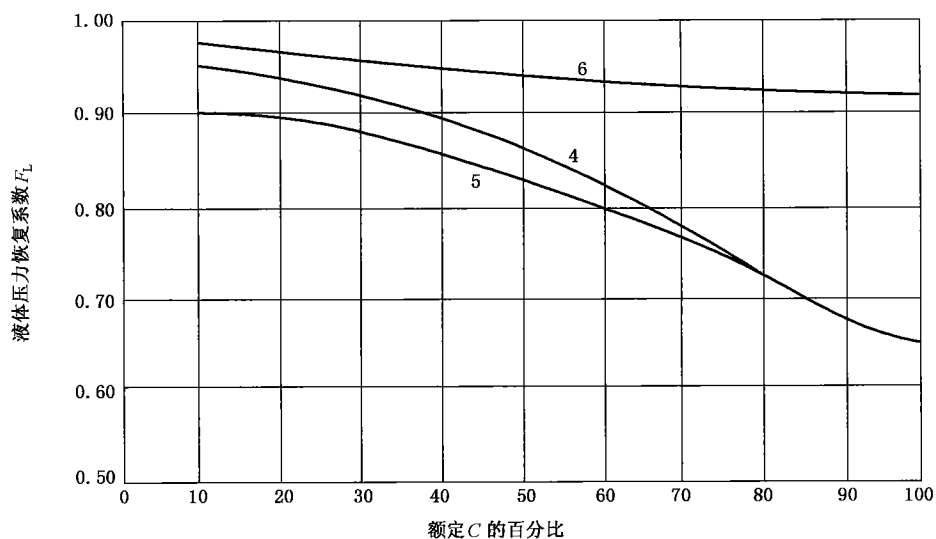
注 2：这些曲线的使用参见附表 E。

b) 用于 C_v/d^2 的管道几何形状系数 F_p

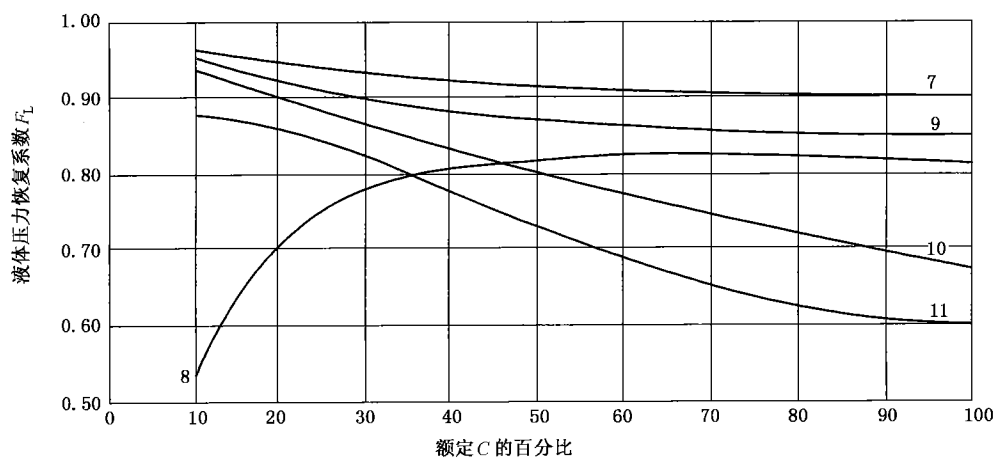
图 D.1 管道几何形状系数



a) 双座球形阀和套筒球形阀(见说明)

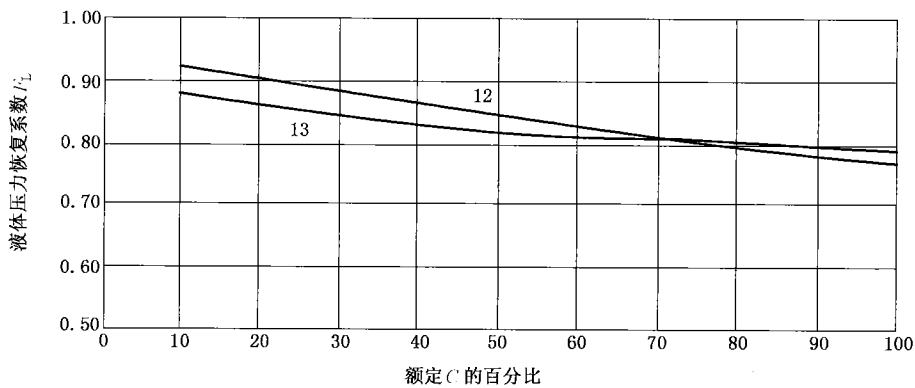


b) 蝶阀和柱塞形小流量阀(见说明)



c) 球形阀、偏心旋转阀(球形阀芯)和截球体球阀(见说明)

图 D.2 压力恢复系数



d) 偏心旋转阀(锥形阀芯)(见说明)

说明:

- | | |
|-----------------------|-----------------------|
| 1——V形口阀芯双座球形阀; | 8——流关型单座、等百分比、柱塞形球形阀; |
| 2——流型和流关型带孔套筒导向球形阀; | 9——流开型球形阀芯偏心旋转阀; |
| 3——流开和流关型柱塞型阀芯双座球形阀; | 10——流关型球形阀芯偏心旋转阀; |
| 4——蝶阀(偏心轴式); | 11——截球体球阀; |
| 5——蝶阀(中心轴式); | 12——流开型锥形阀芯偏心旋转阀; |
| 6——柱塞形小流量阀; | 13——流关型锥形阀芯偏心旋转阀。 |
| 7——流开型单座、等百分比、柱塞形球形阀; | |

注: 这些值仅为典型值, 实际值由制造商发布。

图 D.2 (续)

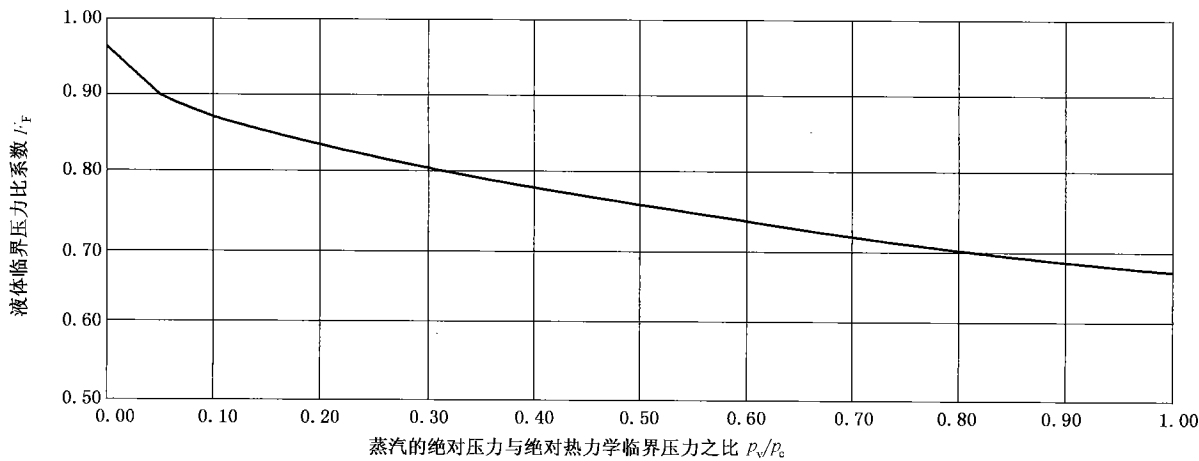


图 D.3 液体临界压力比系数 F_F

附 录 E
(资料性附录)
参 考 计 算

示例 1: 不可压缩流体—非阻塞流紊流, 无附接管件, 流量系数 K_v

过程数据:

流体:	水
入口温度:	$T_1 = 363 \text{ K}$
密度:	$\rho_1 = 965.4 \text{ kg/m}^3$
蒸汽压力:	$P_v = 70.1 \text{ kPa}$
热力学临界压力:	$P_c = 22\,120 \text{ kPa}$
运动黏度:	$\nu = 3.26 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$
入口绝对压力:	$p_1 = 680 \text{ kPa}$
出口绝对压力:	$p_2 = 220 \text{ kPa}$
流量:	$Q = 360 \text{ m}^3/\text{h}$
管道管径:	$D_1 = D_2 = 150 \text{ mm}$

阀门数据:

阀门类型:	球形阀
阀内件:	柱塞形阀芯
流向:	流开
阀门通径:	$d = 150 \text{ mm}$
液体压力恢复系数:	$F_L = 0.90$ (由表 D.2 得)
控制阀类型修正系数:	$F_d = 0.46$ (由表 D.2 得)

计算:

紊流条件下不可压缩流体的基本模型已在式(1)中给出:

$$Q = CN_1 F_P \sqrt{\frac{\Delta p_{\text{sizing}}}{\rho_1 / \rho_0}}$$

从表 1 中可以得到需要的数字常数:

$$N_1 = 1 \times 10^{-1}$$

$$N_2 = 1.60 \times 10^{-3}$$

$$N_4 = 7.07 \times 10^{-2}$$

$$N_{18} = 8.65 \times 10^{-1}$$

液体临界压力比系数 F_F 可由式(4)确定:

$$F_F = 0.96 - 0.28 \sqrt{\frac{p_v}{p_c}} = 0.944$$

因为阀通径与管径尺寸相同, 所以 $F_P = 1$, $F_{LP} = F_L$

阻塞压差 Δp_{choked} 由式(3)确定:

$$\Delta p_{\text{choked}} = \left(\frac{F_{LP}}{F_P} \right)^2 (p_1 - F_F p_v) = 497 \text{ kPa}$$

压差 Δp_{sizing} 由式(2)计算:

$$\Delta p = p_1 - p_2 = 460 \text{ kPa}$$

$$\Delta p_{\text{sizing}} = \begin{cases} \Delta p & \text{当 } \Delta p < \Delta p_{\text{choked}} \\ \Delta p_{\text{choked}} & \text{当 } \Delta p \geq \Delta p_{\text{choked}} \end{cases}$$

$$\Delta p_{\text{sizing}} = 460 \text{ kPa}$$

通过对式(1)变形可以得到 K_v ：

$$C = K_v = \frac{Q}{N_1 F_P} \sqrt{\frac{\rho_1 / \rho_0}{\Delta p_{\text{sizing}}}}$$

其中 ρ_0 为水在 15 °C 时的密度

$$K_v = 165 \text{ m}^3/\text{h}$$

下面通过式(23)计算雷诺数来验证液体是紊流：

$$Re_v = \frac{N_4 F_d Q}{\nu \sqrt{C F_L}} \left(\frac{F_L^2 C^2}{N_2 d^4} + 1 \right)^{1/4} = 2.967 \times 10^6$$

由于雷诺数大于 10 000, 所以流体是紊流。

验证结果是在标准的可接受范围之内：

$$\frac{C}{N_{18} d^2} = 0.0085 < 0.047$$

示例 2：不可压缩流体—阻塞流, 无附接管件, 流量系数 K_v

过程数据：

流体：	水
入口温度：	$T_1 = 363 \text{ K}$
密度：	$\rho_1 = 965.4 \text{ kg/m}^3$
蒸汽压力：	$p_v = 70.1 \text{ kPa}$
热力学临界压力：	$p_c = 22\,120 \text{ kPa}$
运动黏度：	$\nu = 3.26 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$
入口绝对压力：	$p_1 = 680 \text{ kPa}$
出口绝对压力：	$p_2 = 220 \text{ kPa}$
流量：	$Q = 360 \text{ m}^3/\text{h}$
管道管径：	$D_1 = D_2 = 100 \text{ mm}$
阀门数据：	
阀门类型：	球阀
阀内件：	截球体
流向：	流开
阀门通径：	$d = 100 \text{ mm}$
液体压力恢复系数：	$F_L = 0.60$ (由表 D.2 得)
控制阀类型修正系数：	$F_d = 0.98$ (由表 D.2 得)

计算：

紊流条件下不可压缩流体的基本模型已在式(1)中给出：

$$Q = C N_1 F_P \sqrt{\frac{\Delta p_{\text{sizing}}}{\rho_1 / \rho_0}}$$

从表 1 中可以得到需要的数字常数：

$$N_1 = 1 \times 10^{-1}$$

$$N_2 = 1.60 \times 10^{-3}$$

$$N_4 = 7.07 \times 10^{-2}$$

$$N_{18} = 8.65 \times 10^{-1}$$

液体临界压力比系数、 F_F 可由式(4)确定:

$$F_F = 0.96 - 0.28 \sqrt{\frac{p_v}{p_c}} = 0.944$$

因为阀通径与管径尺寸相同,所以 $F_P = 1$, $F_{LP} = F_L$

阻塞压差 Δp_{choked} 由式(3)确定:

$$\Delta p_{\text{choked}} = \left(\frac{F_{LP}}{F_P} \right)^2 (p_1 - F_F p_v) = 221 \text{ kPa}$$

压差 Δp_{sizing} 由式(2)计算:

$$\Delta p = p_1 - p_2 = 460 \text{ kPa}$$

$$\Delta p_{\text{sizing}} = \begin{cases} \Delta p & \text{当 } \Delta p < \Delta p_{\text{choked}} \\ \Delta p_{\text{choked}} & \text{当 } \Delta p \geq \Delta p_{\text{choked}} \end{cases}$$

$$\Delta p_{\text{sizing}} = 221 \text{ kPa}$$

通过对式(1)变形可以得到 K_v :

$$C = K_v = \frac{Q}{N_1 F_P} \sqrt{\frac{\rho_1 / \rho_0}{\Delta p_{\text{sizing}}}}$$

其中 ρ_0 为水在 15℃ 时的密度

$$K_v = 238 \text{ m}^3/\text{h}$$

下面通过式(23)计算雷诺数来验证液体是紊流:

$$Re_v = \frac{N_4 F_d Q}{\nu \sqrt{CF_L}} \left(\frac{F_L^2 C^2}{N_2 d^4} + 1 \right)^{1/4} = 6.60 \times 10^6$$

由于雷诺数大于 10 000,所以流体是紊流。

验证结果是在标准的可接受范围之内:

$$\frac{C}{N_{18} d^2} = 0.028 < 0.047$$

示例 3:可压缩流体—非阻塞流,流量系数 K_v

过程数据:

流体:	二氧化碳
入口温度:	$T_1 = 433 \text{ K}$
入口绝对压力:	$p_1 = 680 \text{ kPa}$
出口绝对压力:	$p_2 = 450 \text{ kPa}$
运动黏度:	$\nu = 2.526 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ 在压力为 680 kPa,温度为 433 K 时
流量:	$Q_s = 3\,800 \text{ m}^3/\text{h}$ 在标准状况 101.325 kPa,温度为 273 K 时
密度:	$\rho_1 = 8.389 \text{ kg/m}^3$ 在压力为 680 kPa,温度为 433 K 时
压缩系数:	$Z_1 = 0.991$ 在压力为 680 kPa,温度为 433 K 时
标准压缩系数:	$Z_s = 0.994$ 在标准状况 101.325 kPa,温度为 273 K 时
摩尔量:	$M = 44.01 \text{ kg/kmol}$
比热比:	$\gamma = 1.30$
管道管径:	$D_1 = D_2 = 100 \text{ mm}$
阀门数据	
阀门类型:	角行程阀
阀内件:	偏心球形阀芯

流向:	流开
阀门通径:	$d=100\text{ mm}$
压差比系数:	$x_T=0.60$ (由表 D.2 得)
液体压力恢复系数:	$F_L=0.85$ (由表 D.2 得)
控制阀类型修正系数:	$F_d=0.42$ (由表 D.2 得)

计算:

紊流条件下可压缩流体的基本模型已在式(7)中给出:

$$Q_S = C N_9 F_P p_1 Y \sqrt{\frac{x_{\text{sizing}}}{M T_1 Z_1}}$$

从表 1 中可以得到需要的数字常数:

$$N_2 = 1.60 \times 10^{-3}$$

$$N_4 = 7.07 \times 10^{-2}$$

$$N_9 = 2.46 \times 10^1$$

$$N_{18} = 8.65 \times 10^{-1}$$

因为阀通径与管径尺寸相同,所以 $F_P=1$, $x_{TP}=x_T$

比热比系数 F_γ 由式(11)计算:

$$F_\gamma = \frac{\gamma}{1.40} = 0.929$$

阻塞压差比 x_{choked} 由式(10)计算:

$$x_{\text{choked}} = F_\gamma x_{TP} = 0.557$$

压差比 x_{sizing} 由式(8)和式(9)计算:

$$x = \frac{p_1 - p_2}{p_1} = 0.338$$

$$x_{\text{sizing}} = \begin{cases} x & \text{当 } x < x_{\text{choked}} \\ x_{\text{choked}} & \text{当 } x \geq x_{\text{choked}} \end{cases}$$

$$x_{\text{sizing}} = 0.338$$

膨胀系数 Y 由式(12)计算:

$$Y = 1 - \frac{x_{\text{sizing}}}{3x_{\text{choked}}} = 0.798$$

通过对式(7)变形可以得到 K_v :

$$C = K_v = \frac{Q_S}{N_9 F_P p_1 Y \sqrt{\frac{M T_1 Z_1}{x_{\text{sizing}}}}}$$

$$K_v = 67.2 \text{ m}^3/\text{h}$$

实际体积流量可求得:

$$Q = Q_S \frac{p_S}{Z_S t_S} \frac{Z_1 T_1}{p_1} = 895.4 \text{ m}^3/\text{h}$$

下面通过式(23)计算雷诺数来验证液体是紊流:

$$Re_v = \frac{N_4 F_d Q}{\nu \sqrt{C F_L}} \left(\frac{F_L^2 C^2}{N_2 d^4} + 1 \right)^{1/4} = 1.40 \times 10^6$$

由于雷诺数大于 10 000,所以流体是紊流。

验证结果是在标准的可接受范围之内:

$$\frac{C}{N_{18}d^2} = 0.007\ 8 < 0.047$$

示例 4:可压缩流体—阻塞流,流量系数 K_v

过程数据:

流体:	二氧化碳
入口温度:	$T_1 = 433\ \text{K}$
入口绝对压力:	$p_1 = 680\ \text{kPa}$
出口绝对压力:	$p_2 = 250\ \text{kPa}$
运动黏度:	$\nu = 2.526 \times 10^{-6}\ \text{m}^2/\text{s}$ 在压力为 680 kPa,温度为 433 K 时
流量:	$Q_s = 3\ 800\ \text{m}^3/\text{h}$ 在标准状况 101.325 kPa,温度为 273 K 时
密度:	$\rho_1 = 8.389\ \text{kg}/\text{m}^3$ 在压力为 680 kPa,温度为 433 K 时
标准状况下的密度:	$\rho_s = 1.978\ \text{kg}/\text{m}^3$ 在压力为 101.325 kPa,温度为 273 K 时
压缩系数:	$Z_1 = 0.991$ 在压力为 680 kPa,温度为 433 K 时
标准压缩系数:	$Z_s = 0.994$ 在标准状况 101.325 kPa,温度为 273 K 时
摩尔量:	$M = 44.01\ \text{kg}/\text{kmol}$
比热比:	$\gamma = 1.30$
管道管径:	$D_1 = D_2 = 100\ \text{mm}$
阀门数据:	
阀门类型:	角行程阀
阀内件:	偏心球形阀芯
流向:	流开
阀门通径:	$d = 100\ \text{mm}$
压差比系数:	$x_T = 0.60$ (由表 D.2 得)
液体压力恢复系数:	$F_L = 0.85$ (由表 D.2 得)
控制阀类型修正系数:	$F_d = 0.42$ (由表 D.2 得)

计算:

紊流条件下可压缩流体的基本模型已在式(7)中给出:

$$Q_s = CN_9 F_P p_1 Y \sqrt{\frac{x_{\text{sizing}}}{MT_1 Z_1}}$$

从表 1 中可以得到需要的数字常数:

$$N_2 = 1.60 \times 10^{-3}$$

$$N_4 = 7.07 \times 10^{-2}$$

$$N_9 = 2.46 \times 10^1$$

$$N_{18} = 8.65 \times 10^{-1}$$

因为阀通径与管径尺寸相同,所以 $F_P = 1$, $x_{TP} = x_T$

比热比系数 F_γ 由式(11)计算:

$$F_\gamma = \frac{\gamma}{1.40} = 0.929$$

阻塞压差比 x_{choked} 由式(10)计算:

$$x_{\text{choked}} = F_\gamma x_{TP} = 0.557$$

压差比 x_{sizing} 由式(8)和式(9)计算:

$$x = \frac{p_1 - p_2}{p_1} = 0.632$$

$$x_{\text{sizing}} = \begin{cases} x & \text{当 } x < x_{\text{choked}} \\ x_{\text{choked}} & \text{当 } x \geq x_{\text{choked}} \end{cases}$$

$$x_{\text{sizing}} = 0.557$$

膨胀系数 Y 由式(12)计算:

$$Y = 1 - \frac{x_{\text{sizing}}}{3x_{\text{choked}}} = 0.667$$

通过对式(7)变形可以得到 K_v :

$$C = K_v = \frac{Q_s}{N_g F_P p_1 Y} \sqrt{\frac{M T_1 Z_1}{x_{\text{sizing}}}}$$

$$K_v = 62.6 \text{ m}^3/\text{h}$$

实际体积流量可求得:

$$Q = Q_s \frac{p_s}{Z_s t_s} \frac{Z_1 T_1}{p_1} = 895.4 \text{ m}^3/\text{h}$$

下面通过式(23)计算雷诺数来验证流体是紊流:

$$Re_v = \frac{N_4 F_d Q}{\nu \sqrt{C F_L}} \left(\frac{F_L^2 C^2}{N_2 d^4} + 1 \right)^{1/4} = 1.45 \times 10^6$$

由于阀门的雷诺数大于 10 000, 所以流体是紊流。

验证结果是在标准的可接受范围之内:

$$\frac{C}{N_{18} d^2} = 0.0073 < 0.047$$

示例 5: 不可压缩流体—阻塞流, 带附接管件

过程数据:

流体:	不确定
密度:	$\rho_1 = 780 \text{ kg/m}^3$
蒸汽压力:	$p_v = 4 \text{ kPa}$
热力学临界压力:	$p_c = 22\,120 \text{ kPa}$
入口绝对压力:	$p_1 = 3\,550 \text{ kPa}$
出口绝对压力:	$p_2 = 2\,240 \text{ kPa}$
流量:	$Q = 750 \text{ m}^3/\text{h}$
上游管道管径:	$D_1 = 154.1 \text{ mm}$
下游管道管径:	$D_2 = 202.7 \text{ mm}$

阀门数据:

阀门类型:	蝶阀
阀门通径:	$d = 101.6 \text{ mm}$
流量系数:	

转角	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90
C_v	0	17.2	50.2	87.8	146	206	285	365	465	521
F_L	0.85 ^a	0.85	0.84	0.79	0.75	0.71	0.63	0.58	0.56	0.54
^a 阀门关闭时的 F_L 值固定为阀门转角 10° 时的值。以用于转角 0° 到 10° 时的计算。										

计算:

以下计算步骤使用了 C.2 中的迭代方法。以下等式所计算出的结果都是根据所有参数变量的当前值所得到的。

常数值:

下列变量和参数在上述情况下为常数或者保持恒定不变。

$$N_1 = 0.086\ 5$$

$$N_2 = 0.002\ 14$$

$$N_{18} = 1.00$$

$$\text{式(4)} \quad F_F = 0.96 - 0.28 \sqrt{\frac{p_v}{p_c}} = 0.956$$

$$\text{式(18)} \quad \zeta_1 = 0.5 \left[1 - \left(\frac{d}{D_1} \right)^2 \right]^2 = 0.160$$

$$\text{式(19)} \quad \zeta_2 = 1.0 \left[1 - \left(\frac{d}{D_2} \right)^2 \right]^2 = 0.561$$

$$\text{式(17)} \quad \zeta_{B1} = 1 - \left(\frac{d}{D_1} \right)^4 = 0.811$$

$$\text{式(17)} \quad \zeta_{B2} = 1 - \left(\frac{d}{D_2} \right)^4 = 0.937$$

步骤 1: 按式(C.2)建立流量函数:

$$\text{式(C.2)} \quad F(c) = 750 - (c) N_1 F_P \sqrt{\frac{\Delta p_{\text{sizing}}}{\rho_1 / \rho_0}}$$

根据此方程的根,就可得到在给出的参数条件下控制阀是否适用于该情况流体,注意 F_P 和 Δp_{sizing} 的值在每一次迭代中都不同。

步骤 2: 按 C.2.3 设置区间下限值:

$$\text{设置下限值:} \quad C_{\text{Lower}} = 0$$

$$\text{从阀门数据中可知:} \quad F_{L_{\text{Lower}}} = 0.85$$

$$\text{式(15):} \quad F_{P_{\text{Lower}}} = \frac{1}{\sqrt{1 + (\sum \zeta / N_2) (C_{\text{Lower}} / d^2)^2}} = 1.0$$

$$\text{式(21):} \quad F_{LP_{\text{Lower}}} = \frac{F_{L_{\text{Lower}}}}{\sqrt{1 + (F_{L_{\text{Lower}}}^2 / N_2) (\sum \zeta_1) (C_{\text{Lower}} / d^2)^2}} = 0.85$$

$$\text{式(3):} \quad \Delta p_{\text{choked_Lower}} = \left(\frac{F_{LP_{\text{Lower}}}}{F_{P_{\text{Lower}}}} \right)^2 (p_1 - F_F p_v) = 2\ 418$$

$$\text{式(2):} \quad \Delta p_{\text{sizing_Lower}} = \begin{cases} \Delta p & \Delta p < \Delta p_{\text{choked_Lower}} = 1\ 310 \\ \Delta p_{\text{choked_Lower}} & \Delta p \geq \Delta p_{\text{choked_Lower}} \end{cases}$$

$$\text{函数值:} \quad F_{\text{Lower}} = Q - C_{\text{Lower}} N_1 F_{P_{\text{Lower}}} \sqrt{\frac{\Delta p_{\text{sizing_Lower}}}{\rho_1 / \rho_0}} = 750$$

步骤 3: 按 C.2.4 设置区间上限值:

$$\text{设置上限值:} \quad C_{\text{Upper}} = 0.075 d^2 N_{18} = 774.192$$

$$\text{从阀门数据中可知:} \quad F_{L_{\text{Upper}}} = 0.54$$

$$\text{式(15):} \quad F_{P_{\text{Upper}}} = \frac{1}{\sqrt{1 + (\sum \zeta / N_2) (C_{\text{Upper}} / d^2)^2}} = 0.625$$

$$\text{式(21): } F_{LP_Upper} = \frac{F_{L_Upper}}{\sqrt{1 + (F_{L_Upper}^2/N_2)(\sum \xi_1)(C_{Upper}/d^2)^2}} = 0.409$$

$$\text{式(3): } \Delta p_{\text{choked_Upper}} = \left(\frac{F_{LP_Upper}}{F_{P_Upper}} \right)^2 (p_1 - F_F p_v) = 1\,520$$

$$\text{式(2): } \Delta p_{\text{sizing_Upper}} = \begin{cases} \Delta p & \Delta p < \Delta p_{\text{choked_Upper}} \\ \Delta p_{\text{choked_Lower}} & \Delta p \geq \Delta p_{\text{choked_Upper}} \end{cases} = 1\,310$$

$$\text{函数值: } F_{Upper} = Q - C_{Upper} N_1 F_{P_Upper} \sqrt{\frac{\Delta p_{\text{sizing_Upper}}}{\rho_1/\rho_0}} = -964.302$$

步骤 4: 按 C.2.5 检验区间内函数的解:

$$F_{Upper} = 964.302$$

$$F_{Lower} = 750$$

F_{Upper} 和 F_{Lower} 符号相反, 因此在此区间内函数有解。

步骤 5: 中间点的确定以及相关值的计算:

$$\text{计算中间点: } C_{Mid} = \frac{C_{Upper} + C_{Lower}}{2} = 387.096$$

$$\text{从阀门数据中可知: } F_{L_Mid} = 0.576$$

$$\text{式(15): } F_{P_Mid} = \frac{1}{\sqrt{1 + (\sum \xi/N_2)(C_{Mid}/d^2)^2}} = 0.848$$

$$\text{式(21): } F_{LP_Mid} = \frac{F_{L_Mid}}{\sqrt{1 + (F_{L_Mid}^2/N_2)(\sum \xi_1)(C_{Mid}/d^2)^2}} = 0.523$$

$$\text{式(3): } \Delta p_{\text{choked_Mid}} = \left(\frac{F_{LP_Mid}}{F_{P_Mid}} \right)^2 (p_1 - F_F p_v) = 1349$$

$$\text{式(2): } \Delta p_{\text{sizing_Mid}} = \begin{cases} \Delta p & \Delta p < \Delta p_{\text{choked_Mid}} \\ \Delta p_{\text{choked_Mid}} & \Delta p \geq \Delta p_{\text{choked_Mid}} \end{cases} = 1310$$

$$\text{函数值: } F_{Mid} = Q - C_{Mid} N_1 F_{P_Mid} \sqrt{\frac{\Delta p_{\text{sizing_Mid}}}{\rho_1/\rho_0}} = -413.597$$

步骤 6: 按照 C.2.6 的方法修正区间。应多次重复直至达到合适的值。

$$F_{Upper} = -964.302$$

$$F_{Mid} = -413.597$$

$$F_{Lower} = 750$$

由于上限与中点的函数值为同号, 因此将中点值设为新的上限值, 其他相关值也同样调整:

$$C_{Upper} = C_{Mid} = 387.096$$

$$F_{L_Upper} = F_{L_Mid} = 0.576$$

$$F_{P_Upper} = F_{P_Mid} = 0.848$$

$$F_{LP_Upper} = F_{LP_Mid} = 0.523$$

$$\Delta p_{\text{choked_Upper}} = \Delta p_{\text{choked_Mid}} = 1\,349$$

$$\Delta p_{\text{sizing_Upper}} = \Delta p_{\text{sizing_Mid}} = 1\,310$$

$$F_{Upper} = F_{Mid} = -413.597$$

重复步骤 5 和步骤 6，直到得出解。

迭代汇总表：

迭代 次数	C_{Lower}	C_{Mid}	C_{Upper}	中点值					
				F_L	F_P	F_{LP}	Δp_{choked}	Δp_{sizing}	F_{Mid}
1	0	387	774	0.576	0.848	0.523	1 349	1 310	—413
2	0	194	387	0.718	0.954	0.690	1 856	1310	95
3	194	290	387	0.627	0.905	0.587	1 489	1 310	—182
4	194	242	290	0.674	0.931	0.638	1 666	1 310	—49
5	194	218	242	0.698	0.943	0.666	1 768	1 310	22
6	218	230	242	0.686	0.938	0.652	1 716	1 310	—13.8
7	218	224	230	0.692	0.940	0.659	1 742	1 310	3.9
8	224	227	230	0.689	0.939	0.656	1 729	1 310	—4.99
9	224	225	226.8	0.690	0.940	0.657	1 735	1 310	—0.55
10	224	224.5	225.3	0.691	0.940	0.658	1 738	1 310	1.68

最终值： $C=224.9$

步骤 7：求出解：

使用上述求出的流量系数来计算预测流量，将预测流量与给出的流量值比较。

$$Q_{\text{predicted}} = C N_1 F_P \sqrt{\frac{\Delta p_{\text{sizing}}}{\rho_1 / \rho_0}} = 749.433$$

与给出的流量 750 m³/h 相近。

参 考 文 献

- [1] Baumann, H.D., A Unifying Method for Sizing Throttling Valves Under Laminar or Transitional Flow Conditions, *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 115, No. 1, March 1993, pp166-168.
 - [2] Baumann, H.D., Effect of Pipe Reducers on Control Valve Sizing, *Instruments and Control Systems*, December 1968, pp 99-102.
 - [3] Stiles, G.F., Liquid Viscosity Effects on Control Valve Sizing, Technical Manual TM 17A, October 1967, Fisher Governor Co., Marshalltown.
 - [4] Baumann, H.D., What's New in Valve Sizing, *Chemical Engineering*, June 1996.
 - [5] Boger, H.W. Recent Trends in Sizing Control Valves, *Instruments and Control Systems*, 1991, pp 117-121.
 - [6] Singleton, E.W. Adapting Single Stage Sizing Standards for Multistage Control Valves, *In-Tech*, August 1997.
 - [7] Singleton, E. W. The Calculation of the Expansion Factor “Y” for Multistage Control Valves, *Valve World*, Vol. 6, Issue 2, April 2001.
 - [8] Boger, H.W. The Control Valve Body—a Variable Flow Restrictor, *ISA Preprint No 11*, 11-2-66.
 - [9] Baumann, H.D. The Introduction of a Critical Flow Factor for Valve Sizing, *ISA Transactions*, Vol 2, pp 107-111.
-

中 华 人 民 共 和 国
国 家 标 准
工业过程控制阀

第 2-1 部分:流通能力
安装条件下流体流量的计算公式

GB/T 17213.2—2017/IEC 60534-2-1:2011

*

中国标准出版社出版发行
北京市朝阳区和平里西街甲 2 号(100029)
北京市西城区三里河北街 16 号(100045)

网址 www.spc.net.cn

总编室:(010)68533533 发行中心:(010)51780238

读者服务部:(010)68523946

中国标准出版社秦皇岛印刷厂印刷
各地新华书店经销

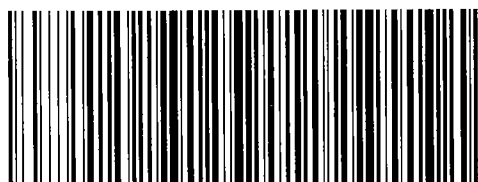
*

开本 880×1230 1/16 印张 2.75 字数 81 千字
2017 年 11 月第一版 2017 年 11 月第一次印刷

*

书号: 155066·1-57435 定价 39.00 元

如有印装差错 由本社发行中心调换
版权专有 侵权必究
举报电话:(010)68510107



GB/T 17213.2-2017