

# 阀门设计与计算

通用机械研究所

一九七四年十二月

# 毛主席语录

中国人民有志气，有能力，一定要在不远的将来，赶上和超过世界先进水平。

对于外国文化，排外主义的方针是错误的，应当尽量吸收进步的外国文化，以为发展中国新文化的借镜；盲目搬用的方针也是错误的，应当以中国人民的实际需要为基础，批判地吸收外国文化。

我们必须打破常规，尽量采用先进技术，在一个不太长的历史时期内，把我国建设成为一个社会主义的现代化的强国。

## 目 录

<b>第一篇 阀门的水力计算</b> .....	(1)
<b>第一章 闭路阀</b> .....	(1)
1. 装有闭路阀的管道的水力学原理 .....	(1)
2. 闭路阀的压头损失 .....	(9)
3. 阀门的流体阻力 .....	(18)
<b>第二章 调节阀</b> .....	(28)
1. 调节阀的通过能力 .....	(28)
2. 调节阀阀瓣的流量特性曲线 .....	(41)
3. 阀瓣形面的计算和绘制 .....	(49)
4. 节流阀 .....	(66)
5. 闭路阀的水力特性 .....	(68)
6. 混合阀 .....	(71)
<b>第三章 安全阀</b> .....	(75)
1. 序言 .....	(75)
2. 杠杆微启式安全阀 .....	(75)
3. 弹簧微启式安全阀 .....	(79)
4. 全启式安全阀 .....	(82)
5. 脉冲式安全阀 .....	(83)
<b>第四章 疏水阀</b> .....	(83)
1. 疏水阀的工作条件 .....	(83)
2. 疏水阀的排量计算 .....	(84)
<b>第五章 阀门的热力计算</b> .....	(89)
1. 前言 .....	(89)
2. 通过壁的热损失 .....	(89)
<b>第二篇 阀门力的计算</b> .....	(94)
<b>第一章 密封连接</b> .....	(94)
1. 密封连接的分类 .....	(94)
2. 保证密封性的条件 .....	(95)
3. 影响闭路阀启闭件连接的密封性的各种因素 .....	(99)
4. 密封面上的比压 .....	(101)
5. 闭路阀按密封程度的分类 .....	(111)

<b>第二章 填料函</b> .....	(111)
1. 概论.....	(111)
2. 压紧填料所需的力.....	(113)
3. 填料与阀杆之间的摩擦力.....	(115)
<b>第三章 波纹管</b> .....	(116)
1. 波纹管所形成的力.....	(116)
2. 波纹管的寿命.....	(121)
<b>第四章 力在传动装置内的摩擦损失</b> .....	(122)
1. 螺旋传动.....	(122)
2. 齿轮传动.....	(126)
3. 蜗轮传动.....	(127)
4. 链传动.....	(127)
5. 万向联轴节传动.....	(128)
6. 轴承和止推轴承.....	(128)
<b>第五章 截止阀力的计算</b> .....	(130)
1. 操纵截止阀阀杆所需力的计算.....	(130)
2. 操纵截止阀手轮所需的力矩.....	(133)
3. 截止阀力的计算示例.....	(139)
<b>第六章 调节阀与安全阀力的计算</b> .....	(144)
1. 间接作用的调节阀.....	(144)
2. 直接作用的调节阀.....	(146)
3. 安全阀.....	(146)
<b>第七章 闸阀力的计算</b> .....	(149)
1. 闸阀的工作条件.....	(149)
2. 作用在楔式闸阀闸板上的力.....	(156)
3. 单面自动密封时移动楔式闸板所需力的计算.....	(158)
4. 在带压紧装置的单面自动密封时移动楔式闸板所需力的计算.....	(160)
5. 在单面强制密封时移动楔式闸板所需力的计算.....	(162)
6. 在双面强制密封时移动楔式闸板所需力的计算.....	(164)
7. 在平顶楔的平行式闸阀内移动闸板所需力的计算.....	(166)
8. 操纵闸阀时手轮上所需的力矩.....	(170)
9. 闸阀力的计算示例.....	(175)
<b>第八章 旋塞阀力的计算</b> .....	(185)
1. 锥形(塞芯)旋塞阀的计算.....	(185)
2. 球阀的计算.....	(189)
<b>第九章 蝶阀力的计算</b> .....	(191)
1. 作用的力矩.....	(191)
2. 力矩的决定.....	(191)
<b>第十章 阀门传动装置力的计算</b> .....	(193)
1. 对阀门传动装置的要求.....	(193)

2. 阀门的速度特性·····	(193)
3. 阀门的动力特性·····	(194)
4. 电动装置力的计算·····	(195)
5. 活塞传动装置力的计算·····	(199)
6. 橡胶膜片传动装置力的计算·····	(200)
7. 金属薄膜传动装置力的计算·····	(206)
8. 电磁传动装置·····	(211)
9. 压缩弹簧的计算·····	(212)
<b>第三篇 阀门零件的强度计算</b> ·····	<b>(223)</b>
<b>第一章 阀门零件的工作状态</b> ·····	<b>(223)</b>
1. 阀门零件的工作受力状态·····	(223)
2. 阀门零件的工作温度规范·····	(226)
<b>第二章 阀体和阀盖</b> ·····	<b>(229)</b>
1. 球形体壁的计算·····	(229)
2. 圆柱形体壁的计算·····	(230)
3. 异形零件壁厚的计算·····	(232)
4. 截止阀阀体的计算·····	(234)
5. 闸阀阀体的计算·····	(235)
6. 阀盖的计算·····	(238)
7. 支柱的计算·····	(243)
8. 安全系数和许用应力·····	(245)
<b>第三章 法兰连接</b> ·····	<b>(246)</b>
1. 法兰连接的计算问题·····	(246)
2. 压紧垫片所需力的计算·····	(248)
3. 螺栓和双头螺栓的强度计算·····	(259)
4. 按许用应力计算法兰·····	(281)
5. 按极限载荷计算法兰·····	(294)
<b>第四章 阀门的通用零件</b> ·····	<b>(300)</b>
1. 阀杆的计算·····	(300)
2. 阀杆螺母的计算·····	(321)
3. 填料压盖和双头螺栓·····	(324)
<b>第五章 非金属材料 and 塑料制阀门的强度计算</b> ·····	<b>(328)</b>
1. 聚氯乙烯塑料制零件的计算·····	(328)
2. 氟塑料零件的计算·····	(329)
3. 聚乙烯塑料制零件的计算·····	(332)
<b>第四篇 阀门零部件的设计</b> ·····	<b>(335)</b>
<b>第一章 阀门结构设计程序</b> ·····	<b>(335)</b>
1. 原始数据·····	(335)
2. 结构设计·····	(335)
<b>第二章 铸件的设计</b> ·····	<b>(336)</b>

1.基本要求	(336)
2.阀体	(339)
3.阀盖和阀门其他零件铸件	(341)
<b>第三章 关闭密封面的设计</b>	(341)
1.截止阀的密封面	(341)
2.闸阀的密封面	(348)
<b>第四章 填料密封部件的设计</b>	(353)
1.一般工业用闭路阀门的填料密封部件	(353)
2.动力工业用阀门的填料密封结构	(354)
3.高压用阀门填料密封结构	(356)
4.调节阀的填料密封结构	(356)
<b>第五章 波纹管结构的设计</b>	(357)
1.单层波纹管	(357)
2.多层波纹管	(358)
<b>第六章 阀杆螺母的设计</b>	(359)
1.固定的阀杆螺母	(359)
2.转动的阀杆螺母	(360)
<b>第七章 阀杆头部和台肩结构的设计</b>	(363)
1.截止阀阀杆头部的结构	(363)
2.闸阀阀杆头部的结构	(366)
3.阀杆凸台的结构	(369)
<b>第八章 阀门连接形式的设计</b>	(370)
1.法兰连接	(370)
2.其他连接形式	(373)
<b>第九章 手动阀门用的手轮和手柄</b>	(373)
1.截止阀和闸阀的手轮和手柄	(373)
2.旋塞阀的手柄	(375)
<b>第十章 阀门的公差与配合</b>	(375)
1.圆柱形联接的公差与配合	(375)
2.阀门的尺寸链	(376)

# 第一篇 阀门的水力计算

## 第一章 闭路阀\*

### 1. 装有闭路阀管道的水力学原理

水力计算系用以确定与阀门的水力特性有关的参数：流体阻力（压头损失），通过能力（生产能力），阀腔与阀孔的必须截面积，为保证流量特性所必需的阀瓣外形等等。

安装在管道上的阀门给管道内流动的介质造成附加的局部阻力；克服这种阻力要消耗一定的能量。

能量的消耗意味着速度压头的损失，因此闭路阀阀前的压力要比阀后的压力大。这就有必要确定与阀门流体阻力有关的数据：压头损失或压力损失（或压力降，即闭路阀前后的压力差），在给定条件下介质的流量等等。

阀门的全部水力计算均以几个基本公式为依据，并根据阀门的型式及其工作条件而加以进一步发展。

在最简单的情况下，水平管道内的总压头耗费在使液体流动（造成速度压头）和克服流体阻力上。这种情况可从已知的公式得出：

$$H = \Delta H_v + \Delta H_T + \Delta H_c + \sum \Delta H_A \quad (1)$$

式中  $H$ ——总压头；

$\Delta H_v$ ——形成速度压头所消耗的分压头；

$\Delta H_T$ ——克服管道摩擦的压头损失；

$\Delta H_c$ ——克服管道转弯、管接头、异径管等处阻力的压头损失；

$\Delta H_A$ ——克服阀门（闭路阀、调节阀等）局部阻力的压头损失。

众所周知，在管道内介质的流动可能有两种状态：层流和紊流。在第一种情况下，压头损失与管内的液流平均流速成比例；在第二种情况下，压头损失与流速平方成比例。

在  $Re_D < Re_K$  条件下产生层流，在  $Re_D > Re_K$  条件下产生紊流。

这里  $Re_D$ ——与管径有关的雷诺数；

$Re_K$ ——临界雷诺数（对于管道，此值通常取  $Re_K = 2320$ ），对于各种不同管道系统此值各异，可达到  $Re_K = 2 \times 10^4 \sim 1 \times 10^5$ 。

当  $Re_K \leq 10^5$  时，必然要产生带有平方关系  $\Delta H = f(v^2)$  的紊流。

对于圆形截面管道

$$Re_D = \frac{vD}{100\nu}$$

式中  $v$ ——管内介质的流速（截面的平均流速）m/s；

$D$ ——管径，cm；

\* 截止阀、闸阀、旋塞阀、蝶阀以及球阀统称为闭路阀——译者

$\nu$  ——介质的运动粘度,  $\text{m}^2/\text{s}$ 。

介质的粘度可以用运动粘度, 其单位为沱(st)或者厘沱(cst):

1 沱 =  $10^{-4}\text{m}^2/\text{s}$ ; 1 厘沱 =  $10^{-6}\text{m}^2/\text{s}$ 。

介质的粘度亦可用动力粘度系数  $\eta$ , 其单位为泊(P)或者厘泊(cp), 动力粘度系数  $\eta$  与运动粘度系数  $\nu$  的关系为:

$$\nu = \frac{\eta}{102\gamma} \text{m}^2/\text{s}$$

式中  $\eta$  用  $\text{kgf}\cdot\text{s}/\text{m}^2$ ;  $\gamma$  用  $\text{g}/\text{cm}^3$  表示,

并且

1 泊 =  $1.02 \times 10^{-2}\text{kgf}\cdot\text{s}/\text{m}^2$ ; 1 厘泊 =  $1.02 \times 10^{-4}\text{kgf}\cdot\text{s}/\text{m}^2$ 。

介质通过阀门的压头损失值在一般情况下可用下式表示:

$$\Delta H_A = Av + Bv^2$$

式中 A 和 B —— 阀门一定开启度下的常数。

若为粘性介质且流速很低时, 第一项  $Av$  起决定性作用, 在其它情况下, 第二项  $Bv^2$  起决定性作用。

在绝大多数情况下, 管道内介质的流动呈紊流状态,  $Av$  值对压头损失影响不大, 故可忽略不计。因此在计算阀门时常用下式

$$\Delta H_A = Bv^2$$

实验证实, 更精确些, 此式应以下式表示:

$$\Delta H_A = Bv^x$$

式中  $x$  值可能在  $x = 1.6$  至  $x = 2.4$  之间变动。

由于目前还没有阀门结构对指数  $x$  的影响的数据, 通常取  $x = 2$ 。

经过对许多产品的试验证明, 对于水而言, 在通常所取的介质通过闭路阀的状态下, 可以取  $x = 2$ 。

为了进行阀门的流体阻力计算, 必须知道管道内介质的流速  $v$ ; 流速  $v$  是介质在单位时间内流过管道的数量 (以  $\text{t}/\text{h}$  计算的流量  $G$  或者以  $\text{m}^3/\text{h}$  计算的流量  $Q$ )。

管道内输送介质通常采用下列流速:

介质	$v$ m/s
液体.....	2 ~ 3
6kgf/cm <sup>2</sup> 以下的低压气体 .....	6 ~ 10
高压气体.....	12 ~ 24
压缩空气.....	8 ~ 16
12kgf/cm <sup>2</sup> 以下的饱和蒸汽.....	16 ~ 24
高压饱和蒸汽.....	24 ~ 40
过热蒸汽.....	40 ~ 60

介质在管道内所选取的流速取决于技术与经济因素和具体使用条件。譬如在热电站, 由于蒸汽在高压下重度很大, 故高压蒸汽管道内所选取的流速比低压蒸汽管道更低。

在流体阻力计算中, 计量单位通常采用米—公斤—秒单位制。这种单位制用于计算阀门流体阻力十分繁重。为了简化计算, 在阀门流体阻力计算公式中采用下列计量单位: 介质流速— $\text{m}/\text{s}$ , 面积— $\text{cm}^2$ , 液体和气体的重度— $\text{g}/\text{cm}^3$ , 压力— $\text{kgf}/\text{cm}^2$ 。经验证明, 采用下列



的一些公式和与其相应的计量单位甚为适宜。

假如流量Q规定用 m<sup>3</sup>/h 计，则流速按下式计算：

$$v = \frac{Q}{0.36F_y} \text{ m/s}$$

式中  $F_y$ ——管道横截面积，按公称通径计 cm<sup>2</sup>。

如果流量G规定用 t/h 计，则

$$v = \frac{G}{0.36F_y \gamma} \text{ m/s} \quad (2)$$

式中  $\gamma$ ——在给定条件下，即压力（绝对压力）为 P kgf/cm<sup>2</sup>，  
温度为 t°C 时，液体或气体的实际重度 g/cm<sup>3</sup>。

如果介质是可压缩的流体(气体)，其重度按下式计算：

$$\gamma = \frac{10P}{RTK_c} = \frac{\gamma_T}{K_c} \text{ g/cm}^3$$

式中  $\gamma_T = \frac{10P}{RT} \text{ g/cm}^3$ ——在给定条件下，气体的理论重度，或  $\gamma_T = \frac{10PM}{848T}$ ，

$K_c$ ——压缩系数，考虑了实际重度与理论重度（计算理想气体用）间的差异。几种气体的  $K_c$  值列于图 1~10；对于其它气体则参见〔3〕，

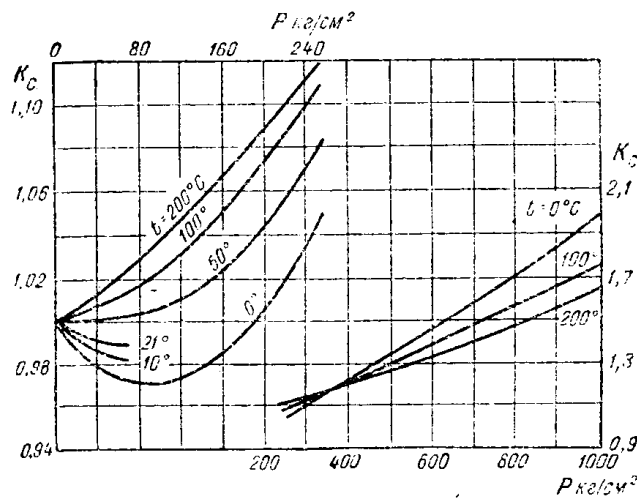


图 1 空气的压缩系数  $K_c$  值

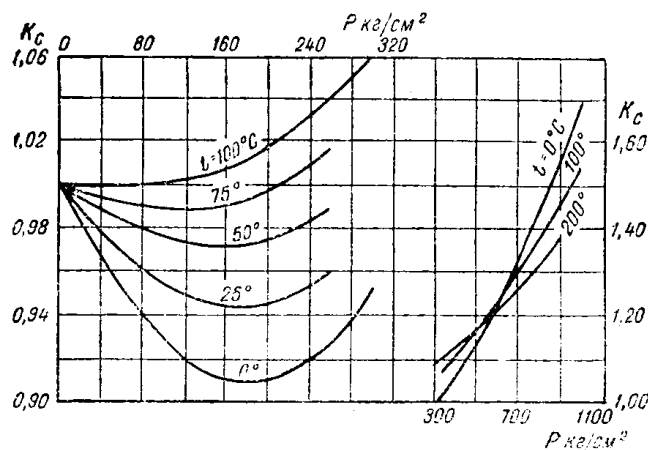


图 2 氧气的压缩系数  $K_c$  值

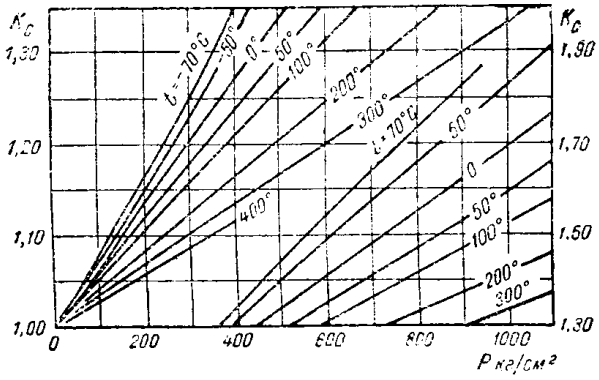


图3 氢气的压缩系数 $K_c$ 值

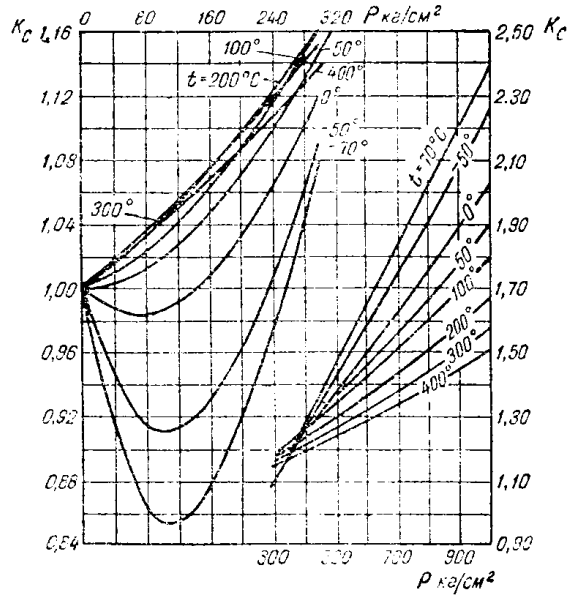


图4 氮气的压缩系数 $K_c$ 值

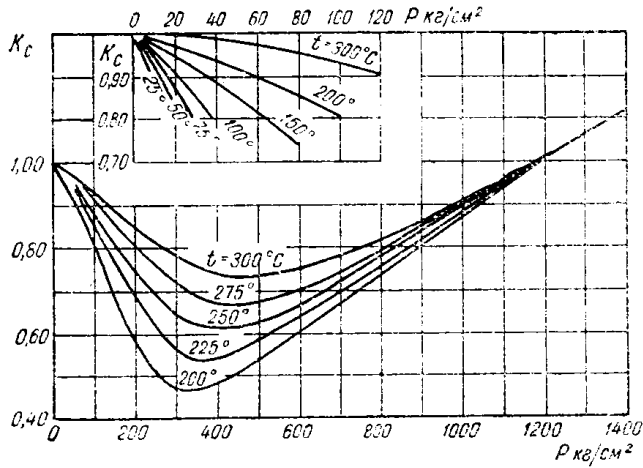


图5 氨气的压缩系数 $K_c$ 值

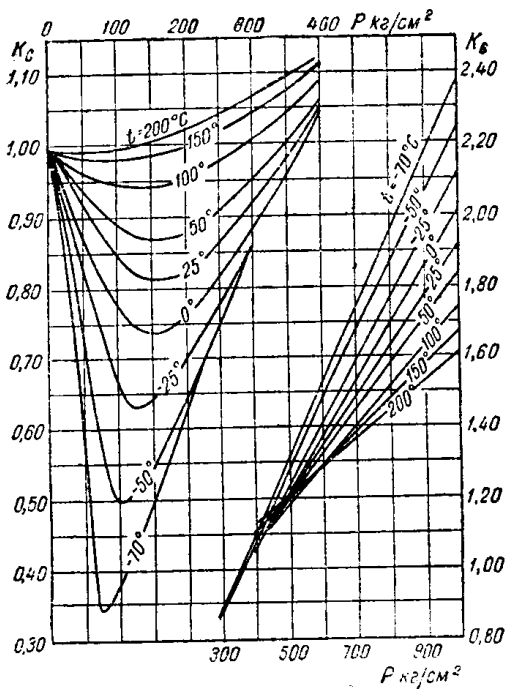


图6 甲烷的压缩系数 $K_c$ 值

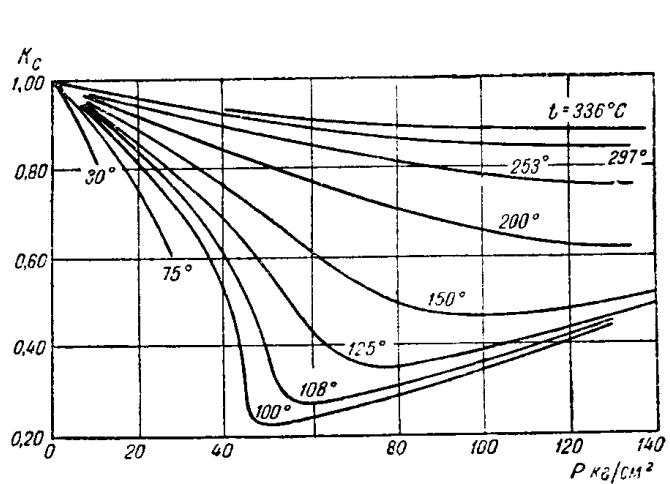


图7 丙烷的压缩系数 $K_c$ 值

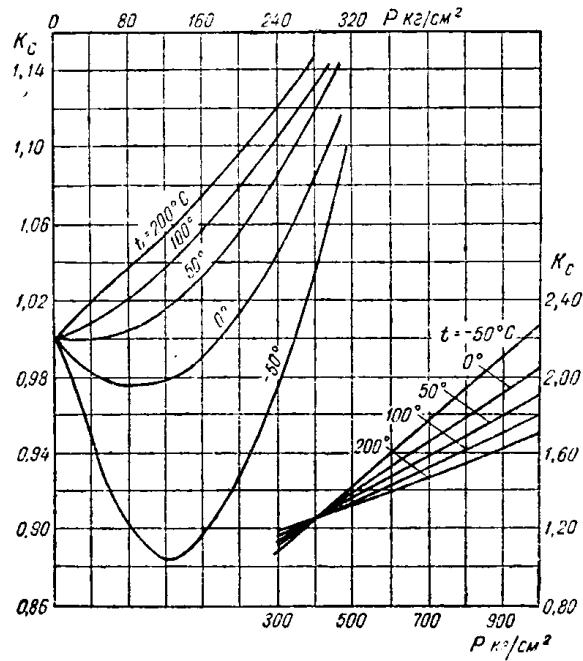


图8 一氧化碳的压缩系数 $K_c$ 值

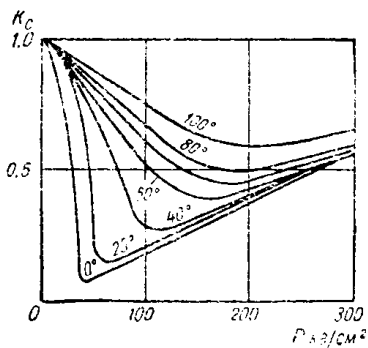


图9 二氧化碳的压缩系数 $K_c$ 值

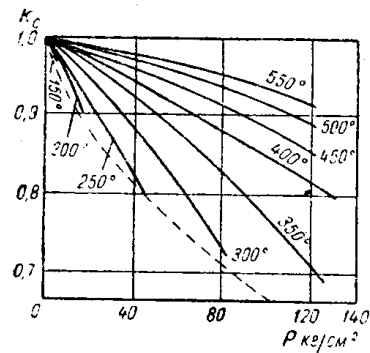


图10 水蒸汽的压缩系数 $K_c$ 值

$T$ ——按开氏温标的绝对温度 $^{\circ}K$ ,  $T = 273^{\circ} + t^{\circ}$ ;

$R$ ——气体常数,  $kgf \cdot m / kg \cdot ^{\circ}K$ ,  $R = \frac{848}{M}$ ;

$M$ ——分子量(参见表1)。

为了计算流经管道的水蒸汽的重量流量或者确定其管道直径,可利用图11所示的诺模图。此图包含四个变数 $P$ 、 $G$ 、 $v$ 和 $D$ ,根据三个已知的参数确定第四个参数。

闭路阀的压头损失或者以 $\Delta H(m)$ ,或者以 $\Delta P(kgf/cm^2)$ 计算。这两个数值的关系用下列公式表示之。

众所周知,10m水柱高可以形成 $1kgf/cm^2$ 压力,因此,对于水

$$P = \frac{H}{10} kgf/cm^2$$

式中  $H$ ——压头。

对于重度为 $\gamma$ 的液体,则相应为

$$P = \frac{H\gamma}{10} kgf/cm^2 \text{ 和 } \Delta P = \frac{\Delta H\gamma}{10} kgf/cm^2$$



表1

某些气体的基本参数

气 体	气体常数 R kgf·m/kg·°K	分 子 量 M	当 t = 0°C 时 $k = \frac{C_p}{C_v}$	临 界 参 数	
				T <sub>KP</sub> °K	P <sub>KP</sub> kgf/cm <sup>2</sup>
氮 N <sub>2</sub>	30.25	28	1.4	126.0	33.5
氨 UH <sub>3</sub>	49.8	17	1.32	450.6	111.5
氩 Ar	21.2	40	1.67	—	—
乙炔 C <sub>2</sub> H <sub>2</sub>	32.5	26	1.23	308.9	61.6
氢 H <sub>2</sub>	420.5	2	1.41	33.2	12.8
空气 —	29.27	29.96	1.4	132.5	37.2
氦 He	211.9	4	1.66	—	—
氧 O <sub>2</sub>	26.5	32	1.4	154.3	49.7
甲烷 CH <sub>4</sub>	52.8	15	1.3	190.7	45.8
一氧化碳 CO	30.25	28	1.4	134.4	34.6
丙烷 C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	19.25	44.1	1.14	370.0	42.0
丙烯 C <sub>3</sub> H <sub>6</sub>	20.15	42.1	—	365.5	45.0
二氧化硫 SO <sub>2</sub>	13.23	64	1.27	430.4	77.7
二氧化碳 CO <sub>2</sub>	19.25	44	1.31	304.3	72.9
氯 Cl <sub>2</sub>	11.95	71	1.34	417.2	76.0
乙烷 C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	28.2	30	1.32	305.3	48.8
乙烯 C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>	30.23	28	1.24	282.9	50.9
氮氢混合气 N <sub>2</sub> + 3H <sub>2</sub>	99.9	8.5	1.406	—	—

因为

$$\Delta H = \frac{\Delta P \cdot 10}{\gamma} m$$

则公式 (1) 可改写成

$$P = \Delta P_v + \Delta P_T + \Delta P_c + \Sigma \Delta P_A \quad (3)$$

式中

P —— 压头 H 造成的压力；

$\Delta P_v$  —— 形成速度压头所消耗的部分压力；

$\Delta P_T$  —— 克服管道摩擦的压力损失；

$\Delta P_c$  —— 克服管道转弯、连接件、肘管、异径管等处的阻力的压力损失；

$\Delta P_A$  —— 克服闭路阀或调节阀的局部阻力的压力损失。

$$\Delta P_A = P_1 - P_2$$

这里 P<sub>1</sub> —— 局部阻力前的压力；

P<sub>2</sub> —— 局部阻力后的压力。

假定液体的全部位能转换成动能，则可得到理想液体在静压头 H 作用下的流动速度，其值等于物体在这个高度的自由降落速度：

$$v = \sqrt{2gH} \text{ m/s}$$

因此

$$H = \frac{v^2}{2g} m$$

从这个观点出发，公式 (3) 可相应写成以下形式

$$\Delta P_v = \frac{v^2}{2g} \cdot \frac{\gamma}{10} \text{ kgf/cm}^2$$

$$\Delta P_T = \lambda \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2g} \cdot \frac{\gamma}{10} \text{kgf/cm}^2$$

$$\Delta P_c = \sum \zeta_c \frac{v^2}{2g} \cdot \frac{\gamma}{10} \text{kgf/cm}^2$$

$$\Delta P_A = \zeta_A \frac{v^2}{2g} \cdot \frac{\gamma}{10} \text{kgf/cm}^2$$

式中  $\gamma$  ——介质的重度,  $\text{g/cm}^3$ ;

$g$  ——重力加速度,  $g = 9.81 \text{m/s}^2$ ;

$\lambda$  ——摩擦系数;

$L$  ——管道长度(m);

$D$  ——管道直径(公称通径)(m);

$\zeta_c$  ——管道连接件(管件等等)的局部阻力系数,即在已知局部阻力下,速度压头与压力降间的比例系数。

$\zeta_A$  ——闭路阀或调节阀的局部阻力系数,即按阀门的公称通径计算的速度压头与该阀门上的压力降间的比例系数。

将上述数据代入公式(3)得

$$P = \left( 1 + \lambda \frac{L}{D} + \sum \zeta_c \right) \frac{v^2}{2g} \cdot \frac{\gamma}{10} + \sum \zeta_A \frac{v^2}{2g} \cdot \frac{\gamma}{10} \text{kgf/cm}^2$$

由此可见,在已知总压头的情况下,管道内介质的流速以及流经管道的介质流量,将根据管道和安装在管道上的阀门的阻力而有所不同。

在管道-阀门系统内,当总压头恒定时,阀门阻力的变化会改变介质的流量,而流量的改变却改变不了压头损失的总和,即当重新进行稳定流速时,压头损失的总和仍旧不变。 $\zeta_A$ 值对流速变化的影响将取决于管路系统的总阻力。

管道的阻力值使阀门制造问题的解决复杂化,为了不受管道阻力值制约,常用下列关系式:

$$\Delta P_A = \zeta_A \frac{v^2}{2g} \cdot \frac{\gamma}{10} \text{kgf/cm}^2 \quad (4)$$

因为以后只谈阀门,所以为了简便起见,将只用 $\Delta P$ 、 $\Delta H$ 和 $\zeta$ 值,而不加下角字。

为了考虑附加因素对压头损失的影响,把公式(4)中引入下列系数:

- 1) 对于气态介质,系数 $\delta$ 是考虑到介质的可压缩性对压头损失的影响;
- 2) 对于粘性及低流速介质,系数 $\psi_P$ 是考虑到介质粘性对压力降 $\Delta P$ 的影响。

由此,得出以下通用公式:

$$\Delta P = \delta \psi_P \zeta \frac{v^2}{2g} \cdot \frac{\gamma}{10} \text{kgf/cm}^2 \quad (5)$$

当 $\zeta$ 值未知时,但阀座的开启截面积 $f \text{cm}^2$ 及阀在给定开启度 $f/F_y$ 下的总流量系数 $\mu$ 为已知,则阻力系数 $\zeta$ 可按下列式确定:

$$\zeta = \left( \frac{F_y}{\mu f} \right)^2$$

当 $\zeta$ 值未知时,而阀的许用通过能力 $G_y$ 为已知,其阻力系数可按下列式确定:

$$\zeta = \left( \frac{5.04 F_y}{G_y} \right)^2$$

当介质流经阀孔的流速未知时，其流速可按前面推导出的公式求得，

$$v = \frac{G}{0.36 F_y \gamma} \text{ 或者 } v = \frac{Q}{0.36 F_y}$$

式中  $G$  —— 液体的重量流量，t/h，

$Q$  —— 液体的体积流量，m<sup>3</sup>/h，

$\gamma$  —— 液体的重度，g/cm<sup>3</sup>。

将求得的  $v$  及  $\zeta$  值代入公式 5。

除特殊情况外，由液体粘度所引起的压力降可以忽略不计 ( $\psi_P = 1$ )。在通过管道输送粘性液体情况下，系数  $\psi_P$  可从与雷诺数  $Re_D$  的关系中求得，当  $Re_D \geq 1000$  时， $\psi_P = 1$ ；当  $Re_D < 1000$  时， $\psi_P$  值按图12的曲线确定。

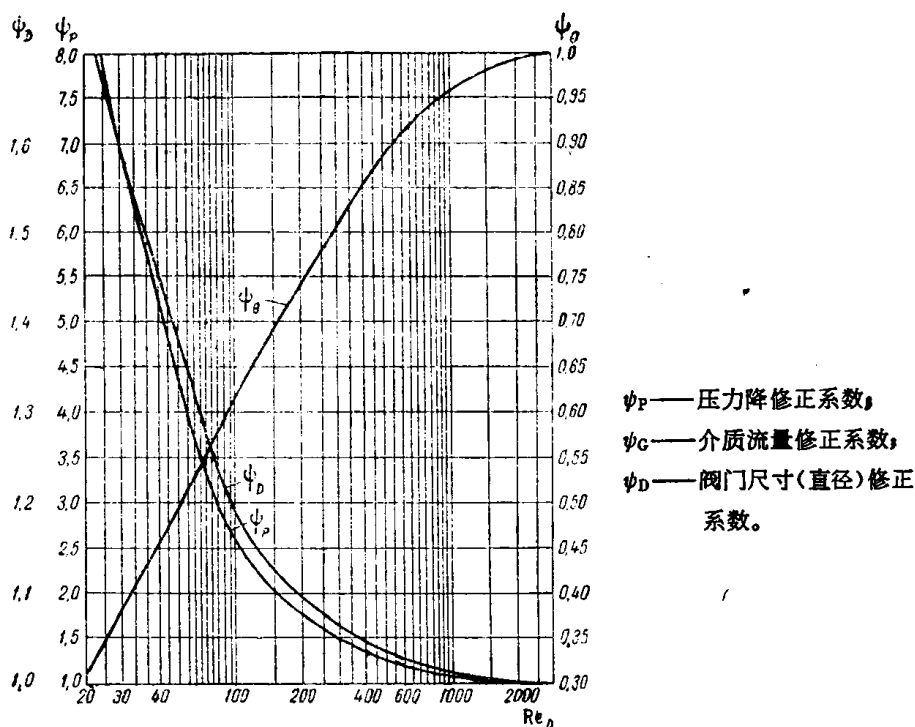


图12 考虑介质粘度影响的修正系数

## 2. 闭路阀的压头损失

计算闭路阀的压头损失要依介质是不可压缩的(液体)，或者是可压缩的(气体、蒸汽)为转移，在这两种情况下，计算各有其特点。

### 工作介质是不可压缩的液体

在这种情况下，一般取  $\delta = 1$ 。管道中输送的经常是粘性较小的液体，对于这些条件取  $\psi_P = 1$ 。此时公式(5)变为：

$$\Delta P = \zeta \frac{v^2}{2g} \cdot \frac{\gamma}{10} \text{ kgf/cm}^2 \quad (6)$$

例题 试求水的流量  $Q = 80 \text{ m}^3/\text{h}$  时， $D_y = 100 \text{ mm}$  阀门的压力降。阀门的阻力系数  $\zeta =$

4.5。

解：管道内介质的流速

$$v = \frac{Q}{0.36F_y} = \frac{80}{0.36 \times 0.785 \times 10^2} = 2.83 \text{ m/g}$$

压力降

$$\Delta P = \xi \frac{v^2}{2g} \cdot \frac{\gamma}{10} = 4.5 \frac{2.83^2}{2 \times 9.81} \cdot \frac{1}{10} = 0.184 \text{ kgf/cm}^2$$

实验研究证明， $\delta = 1$  仅适用于较低的温度。随着温度升高， $\delta$  值将不等于 1，而当温度接近于沸点时，其值则与蒸汽的  $\delta$  相近。液体在每一温度下均有自己的临界压力降  $\left(\frac{\Delta P}{P_1}\right)_{\text{kp}}$ ，超过临界压力降再加大压力不会导致流速的增大。对于各种不同结构， $\left(\frac{\Delta P}{P_1}\right)_{\text{kp}}$  可能有不同的值。

对于双座柱塞式调节阀，在水中做的试验确定为：当  $t = 20^\circ\text{C}$  时， $\left(\frac{\Delta P}{P_1}\right)_{\text{kp}} = 0.76$ ，式中  $P_1$  值按绝对大气压计算。节流孔板的试验同样证实，在水中试验时存在临界压力降。

### 工作介质是可压缩流体（各种气体和水蒸汽）

计算中仍以不可压缩的液体所用的方程式为依据。但是由于气体本身密度随压力而改变，因此必须考虑气体通过阀门时，这种现象对压头损失的影响。在这种情况下，计算方程式将具如下形式：

$$\Delta P = \delta \xi \frac{v_1^2}{2g} \cdot \frac{\gamma_1}{10} \text{ kgf/cm}^2$$

式中  $\gamma_1$ ——在压力  $P_1$ （即闭路阀前的压力）和温度  $t^0_1$  时，气体的重度 ( $\text{g/cm}^3$ )；

$v_1$ ——管道内气体的流速（在重度  $\gamma_1$  时）( $\text{m/g}$ )。

$\delta$  值决定于气体的膨胀比，因而亦决定于以下的比值

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{P_1 - \Delta P}{P_1} = 1 - \frac{\Delta P}{P_1}$$

这里应区别下列情况（参见图13）：

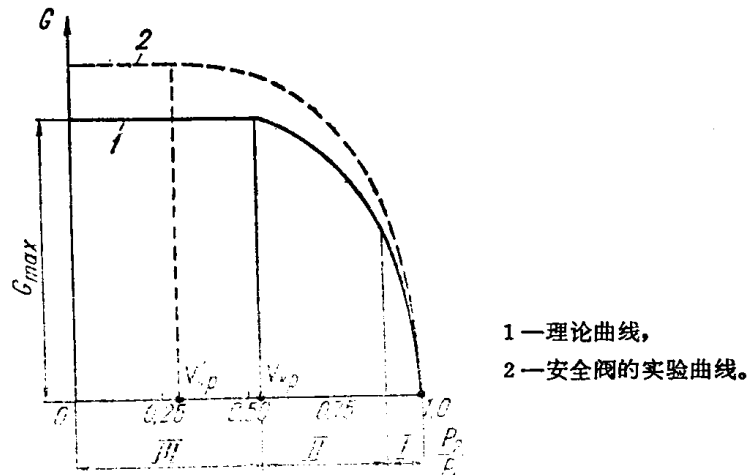


图13 当压力比值  $\frac{P_2}{P_1}$  增加时，从喷嘴中流出的气体的流量变化



1) 压力降的第一种范围  $\frac{P_2}{P_1} > 0.9, \Delta P < 0.1P_1$ ;

2) 压力降的第二种范围  $0.5 < \frac{P_2}{P_1} < 0.9, 0.5P_1 > \Delta P > 0.1P_1$ ;

3) 压力降的第三种范围  $\frac{P_2}{P_1} \leq 0.5; \Delta P \geq 0.5P_1$ 。

**压力降的第一种范围。**由气体动力学的定律得知,在已知的局部阻力下,气体的流速未造成很大压力差( $\Delta P < 0.1P_1$ )时,气体的流动条件与不可压缩的液体的流动条件差别不大。

在这种情况下,可利用不可压缩的液体用的方程式,即取  $\delta = 1$ ,这在精确度上对于工程应用来讲是完全足够的。因而,在压力降  $\Delta P < 0.1P_1$  所造成的条件下,也就是在压力降的第一种范围限度内,采用公式(6)计算。

计算管道内介质的最大流速  $v_A$ ,此时,已知的局部阻力的压力降,在已知的压力、介质条件下并未超出第一种范围的限度。只有在最大压力降时才会产生最大流速,所以将  $\Delta P = 0.1P_1$  值代入公式(6),得出

$$0.1P_1 = \xi \frac{v_A^2 \gamma_1}{2g \times 10}$$

由此

$$v_A = \sqrt{\frac{2gP_1}{\xi\gamma_1}} = 4.44 \sqrt{\frac{P_1}{\xi\gamma_1}} \text{ m/s} \quad (7)$$

因为管道内介质的实际流速  $v_1$ ,在所研究的条件下未超过  $v_A$ ,所以对于压力降的第一种范围而言下列条件是其特点

$$v_1 < v_A$$

**压力降的第二种范围。**这里,气体流过阀瓣后的膨胀现象对气体的流动影响较大,所以应当考虑这种现象。当  $\frac{P_2}{P_1}$  的比值减小时,收缩截面内气体流速增大,当临界压力比为  $\frac{P_2}{P_1} = v_{kp}$  时达到最大值,气体从喷嘴流出时,此比值可按下列式求出:

$$v_{kp} = \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

与  $v_{kp}$  相应的压力  $P_2$  称为临界压力,以  $P_{kp}$  表示,而流速则称为临界流速,以  $v_{kp}$  表示。

空气和双原子气体(氧、氢、氮、一氧化氮、一氧化碳、氯化氢),其绝热指数  $k = 1.4$ ,这时  $v_{kp} = 0.53$  (更精确些为  $v_{kp} = 0.528$ )。对于过热蒸汽及三原子气体,  $k = 1.3$  及  $v_{kp} = 0.55$ 。

上述  $v_{kp}$  值适用于气体从喷嘴流出的情况,确切地讲,这并不符合阀门的工作条件,因阀门阻力的变化是靠改变阀座孔的截面积来实现。试验结果证明,随着介质流动条件的改变,其  $v_{kp}$  值亦发生变化。如从孔板(带锐边的壁孔)流出时,对于空气,  $v_{kp}$  值为 0.04 (从喷嘴流出时  $v_{kp} = 0.528$ ),对于过热蒸汽为 0.13 (从喷嘴流出时  $v_{kp} = 0.546$ )。

可以预见,对于不同结构的阀门,其  $v_{kp}$  值亦将是不同的,例如,柱塞式调节阀的  $v_{kp}$  值应与从孔板流出时的  $v_{kp}$  值相当,而带空心窗形阀瓣调节阀的  $v_{kp}$  值(当阀的开启度很小时)则应当与从喷嘴流出的  $v_{kp}$  值相近。

经过试验[18]为安全阀用于  $v_{kp} = 0.3 \sim 0.4$  的空气下工作提供了可能性,而对于闭路阀,