

(乐天阁 (<http://hi.baidu.com/0624>) — 整理自调节阀信息网)

<b>《调节阀计算、选型、使用》</b>	
作者	明赐东
出版社	成都科技大学出版社
出版日期	1999 年
价格(RMB)	50/元/本

—— 简介 ——

该书是知名调节阀专家明赐东先生于 1999 年编著的专著，书中全面讲述了调节阀的应用理论，包括调节阀的计算、选型、安装、维护、故障诊断和处理等一系列应用知识，以确保相关人员更正确可靠地用好调节阀，更好地发挥其作用。该书对提高调节阀应用质量，提高选型质量，正确地指导使用调节阀有较好的参考作用，还可作为调节阀的讲义、教材供有关人员学习和培训用。该书实用于仪表工和仪表技术人员、自控系统设计工程师和工艺师、调节阀的研究和设计人员、自动化仪表专业的大专院校师生等人士，应用范围广泛，实例讲解系统详尽，受到了广大业内人士的好评。

—— 目录 ——

1. 调节阀综述
2. 调节阀计算
3. 不平衡力计算及其校核
4. 调节阀机构
5. 调节阀选型指南
6. 调节阀的安装与维护
7. 调节阀习题集

作者简介:



**知名专家：明赐东先生**

明赐东先生，1953 年生，四川自贡人。中共党员，高级工程师，中国知名调节阀专家。现为华林自控科技集团董事长，华林特种调节阀研究所所长，《化工自动化及仪表》期刊编委，四川省杨闇公研究会名誉会长，德阳诗歌协会名誉会长。77 年毕业于四川大学机械设计与制造专业，毕业后一直从事调节阀领域的技术开发工作，先后完成科研攻关项目上百项，获国家专利 15 项。其中多功能超轻型调节阀更成为业内唯一获得国家重点新产品证书，国家创新基金，国家专利技术金奖三个大奖的专利产品。



## 调节阀计算选型使用

### 一 调节阀综述

#### 1 调节阀的发展历程

调节阀的发展自 20 世纪初始至今已有七、八十年的历史，先后产生了十个大类的调节阀产品、自力式阀和定位器等，其发展历程如下：

20 年代：原始的稳定压力用的调节阀问世。

30 年代：以“V”型缺口的双座阀和单座阀为代表产品问世。

40 年代：出现定位器，调节阀新品种进一步产生，出现隔膜阀、角型阀、蝶阀、球阀等。

50 年代：球阀得到较大的推广使用，三通阀代替两台单座阀投入系统。

60 年代：在国内对上述产品进行了系列化的改进设计和标准化、规范化后，国内才才有了完整系列产品。现在我们还在大量使用的单座阀、双座阀、角型阀、三通阀、隔膜阀、蝶阀、球阀七种产品仍然是六十年代水平的产品。这时，国外开始推出了第八种结构调节阀——套筒阀。

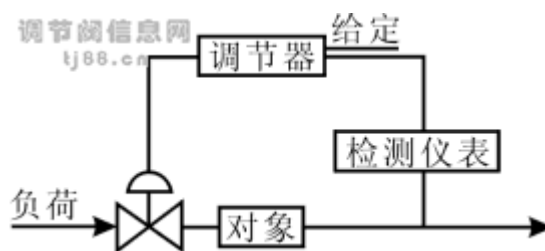
70 年代：又一种新结构的产品——偏心旋转阀问世（第九大类结构的调节阀品种）。这一时期套筒阀在国外被广泛应用。70 年代末，国内联合设计了套筒阀，使中国有了自己的套筒阀产品系列。

80 年代：80 年代初由于改革开放，中国成功引进了石化装置和调节阀技术，使套筒阀、偏心旋转阀得到了推广使用，尤其是套筒阀，大有取代单、双座阀之势，其使用越来越广。80 年代末，调节阀又一重大进展是日本的 Cv3000 和精小型调节阀，它们在结构方面，将单弹簧的气动薄膜执行机构改为多弹簧式薄膜执行机构，阀的结构只是改进，不是改变。它的突出特点是使调节阀的重量和高度下降 30%，流量系数提高 30%。

90 年代：90 年代的重点是在可靠性、特殊疑难产品的攻关、改进、提高上。到了 90 年代末，由华林公司推出了第十种结构的产品——全功能超轻型阀。它突出的特点是在可靠性上、功能上和重量上的突破。功能上的突破——唯一具备全功能的产品，故此，可由一种产品代替众多功能上不齐全的产品，使选型简化、使用简化、品种简化；在重量上的突破——比主导产品单座阀、双座阀、套筒阀轻 70~80%，比精小型阀还轻 40~50%；可靠性的突破——解决了传统阀一系列不可靠因素，如密封的可靠性、定位的可靠性、动作的可靠性等。该产品的问世，使中国的调节阀技术和应用水平达到了九十年代末先进水平；它是对调节阀的重大突破；尤其是电子式全功能超轻型阀，必将成为下世纪调节阀的主流。

#### 2 调节阀在系统中的作用与重要性

调节阀在调节系统中是必不可少的，它是组成工业自动化系统的重要环节，被称之为生产过程自动化的“手脚”。如下图 1 所示。



自动调节系统的构成



气动调节阀(又称气动执行器)是以压缩空气为动力能源的一种自动执行器.它具有结构简单、动作可靠、性能稳定、价格低廉、维修方便、防火防爆等特点,不仅能与气动调节仪表、气动单元组合仪表配用,而且通过电-气转换器或电-气阀门定位器还能与电动调节仪表、电动单元组合仪表配套。它广泛地应用于化工、石油、冶金、电站、轻纺等工业部门中。

正由于调节阀结构简单,往往受不到重视,这是值得注意的。调节阀是直接安装在工艺管道上,使用条件恶劣,如高温高压、深度冷冻、极毒、易燃、易爆、易渗透、易结晶、强腐蚀和高粘度等,它的好坏直接影响到系统的质量。如果选型不当或维护不善,就会发生问题。例如,有的调节回路怎样也稳定不好,一直振荡,若在选择上作了改进,将线性特性阀芯改为对数特性阀芯或改变流向之后,调节品质大有改善。又如,有些调节过程中出现持续振荡,原因不在于调节器的比例度的过大或过小,而是由于阀门填料函的干摩擦太大,动作很不灵活。再如,调节阀的泄漏将造成厂区污染,甚至造成事故等。因此,应重视调节阀的作用,加强维护和保养。

### 3 调节阀的使用功能

要正确使用调节阀,尤其是选择调节阀,必须首先弄清楚调节阀的使用功能,做到有的放矢,方能选好所需的调节阀。

#### 3.1 调节功能

顾名思义,调节阀的首要功能就是调节,其主要表现在五个方面:

##### 1) 流量特性

流量特性是反映调节阀的开度与流量的变化关系,以适应不同的系统特性要求,如对流量调节系统反应速度快需对数特性;对温度调节系统反应速度慢,需直线流量特性.流量特性反映了调节阀的调节品质。

##### 2) 可调范围 R

可调范围反映调节阀可控制的流量范围,用  $R=Q_{max}:Q_{min}$  之比表示。R 越大,调节流量的范围越宽,性能指标就越好.通常阀的  $R=30$ ,好的阀,如 V 型球阀、全功能阀,R 可达 100~200。

##### 3) 小开度工作性能

有些阀受到结构的限制,小开度工作性能差,产生启跳、振荡,R 变得很小(即  $Q_{min}$  很大),如双座阀、衬胶蝶阀。好的阀小开度应有微调功能,即可满足很小流量的调节,且工作又要求十分平衡,这类阀如 V 型球阀、偏心旋转阀、全功能超轻型调节阀。

##### 4) 流量系数 $K_v$

流量系数表示通过流量的能力,同口径  $K_v$  值越大越好,尤其是球阀、蝶阀、全功能阀,它们的  $K_v$  值是单座阀、双座阀、套筒阀的 2~3 倍。

##### 5) 调节速度

满足系统对阀动作的速度要求。

#### 3.2 切断功能

切断由阀的泄漏量指标来表示,切断通常指泄漏量小于 0.001%,它反映阀的内在的质量.在阀的使用中,对国产阀泄漏量大的呼声反映很大。

#### 3.3 克服压差功能

它通常用阀关闭时的允许压差来表示,允许压差越大,此功能也就越好。如果考虑不周到,阀芯就会被压差顶开,造成阀关不到位,泄漏量超标。因此,保证阀切断就必须克服阀关闭时的工作压差。通常单密封阀的允许压差小,如单座阀、角形阀、隔膜阀、三通阀;双密封的阀和转动类的阀的允许压差大,如双座阀、套筒阀、球阀、全功能超轻型阀。从泄漏量与克服压差两者上看:单密封阀泄漏小但允许压差小;双密封阀泄漏大,允许压差大;只有旋转类阀,泄漏量又小,允许压差又大,这就是旋转类阀使用越来越



多的原因。

### 3.4 防堵功能

对不干净介质的调节或者即使是干净介质,管道中的焊渣等杂物都可能造成阀堵塞或被卡住,因此要求阀应有较好的防堵功能,使之正常调节.防堵性最好的是流路最简单的旋转类阀,如球阀、蝶阀、偏心阀、全功能超轻型阀;流路复杂的阀、上下衬套导向的阀易造成堵卡,如单座阀、双座阀、套筒阀等.旋转类阀不只是防堵功能好,而且泄漏又小,允许压差又大,因此它的使用将会越来越广泛。

### 3.5 耐蚀功能

抵抗介质的腐蚀和冲蚀,以提高阀的使用寿命。阀的腐蚀是由介质的化学性能引起的材质腐蚀问题,通常选用耐腐蚀的材料来解决;冲蚀是由高速流动的介质、含颗粒的介质和产生闪蒸被空化的介质所致。解决的途径是选用耐磨的材料,结构上采用反汽蚀、反冲蚀的措施,对高压阀、大压差工作的调节阀、含颗粒介质使用的调节阀需重点考虑此问题。

### 3.6 耐压功能

它反映阀的强度和安全指标,即介质不能通过密封处和阀体缺陷处向外渗漏。出厂时通常用 1.5 倍公称压力作试验来检验。对高压介质最好是采用锻件结构;铸铁阀的耐压强度是最低的,通常应选铸钢阀。

### 3.7 耐温功能

满足不同温度条件下阀的强度和性能,温度的较大变化会使阀体材质的强度降低,因此阀必须满足介质的温度变化范围的要求,使阀在工作温度下有较好的强度和安全保证。

### 3.8 外观

反映阀的外观质量且要求仪表化、轻型化、小型化。以往,人们对它不重视,现在正在改变。至目前,调节阀比较理想的外观是电子式全功能超轻型调节阀(见下图)。



### 3.9 重量

在满足以上功能的情况下,其重量应越轻越好,以方便使用,如起吊、安装、维护等。

## 4 十大类调节阀的功能优劣比较

调节阀有十大类,其九大功能具备的优劣情况如何呢?为了减少幅面,特汇总在下表中。

功能	调节	切断	克服压差	防堵	耐蚀	耐压	耐温	重量	外观	最佳数量	
直 行	单座阀	√	0	×	×	√	√	√	×	×	4
	双座阀	√	×	√	×	0	√	√	×	×	4



程	套筒阀	√	×	√	×	0	√	√	×	×	4
	角形阀	√	0	×	0	√	√	√	×	×	4
	三通阀	√	0	×	×	×	√	√	×	×	3
	隔膜阀	×	√	×	√	0	×	×	×	×	2
角行程	蝶阀	√	√	×	√	0	√	√	√	√	7
	球阀	√	√	√	√	√	√	√	×	×	7
	偏心阀	√	√	√	√	√	√	√	×	×	7
	全功能阀	√	√	√	√	√	√	√	√	√	9

符号说明：“√”表示最佳；“0”表示基本可以；“×”表示差。

从上述比较表中我们可以看出：

(1) 主导产品单座阀、双座阀、套筒阀的最佳功能仅有 4 个，故在使用中常出问题。

(2) 蝶阀是较好的产品，最佳功能有 7 个，切断蝶阀会有更多的应用。故此，我们开发了球面硬密封切断蝶阀，三偏心蝶阀等高性能蝶阀，弥补了普通蝶阀泄漏大的不足。

(3) 全功能超轻型调节阀是唯一在九大功能上都为最佳功能的产品，故冠名为全功能。由此特点，它使原来上百个品种、上千个系列、上万个规格的调节阀得到大大简化，使设计院选型更加简化；使工厂管理、维护、维修、备品备件等更加简化。

## 5 调节阀标准与性能

气动调节阀国标 GB4213-84《气动调节阀通用技术条件》于 1984 年 3 月 21 日发布，于 1985 年 1 月 1 日实施。本标准又于 1992 年进行了修改，修改后的标准代号为 GB/T4213-92，于 1993 年 10 月实施。该标准主要依据 IEC 国际标准，并结合我国具体情况而制定。原执行的部标自新国标实施之日起作废。

新旧标准比较，主要有以下不同：

(1) 新国标增加了“寿命”指标，共计 14 个性能指标：1 基本误差；2 回差；3 死区；4 始终点偏差；5 额定行程偏差；6 泄漏量；7 填料函及其它连接处的密封性；8 气室的密封性；9 耐压强度；10 额定流量系数；11 固有流量特性；12 抗振动性；13 动作寿命；14 外观。

(2) 新国标对基本误差、回差、死区、始终点偏差、额定行程偏差分为 A、B、……H、这 8 个等级，以便根据不同阀满足不同功能的要求选择性能成本比最佳的指标等级。旧标准针对每种阀而确定一个唯一对应的指标，缺乏灵活性。

(3) 新国标对泄漏量规定为 A、B……F，这 6 个等级，最高 F 级以每分钟气泡数计。旧标准只有一个等级，高压阀规定泄漏量为 0 是不符合实际的。

(4) 流量特性误差检验方法，新国标增加了按斜率法检验的方法。

(5) 新国标将旧标准流通能力改称流量系数。其数值旧标准做了统一规定，新国标由制造厂自行确定，更方便新产品设计定型。

(6) 对基本误差、回差的测试点由旧标准分为 10 个测试点改为 5 个测试点。

(7) 新国标对调节阀气源和环境温度的要求。

气源应为清洁、干燥的空气，不含有明显的腐蚀性气体、溶剂或其他液体。带定位器的调节阀，其气源所含固体微粒数量应少于 0.1g/m<sup>3</sup>，且微粒直径应大于 3 μm，含油量应小于 1ppm。

调节阀环境温度为 -25~+55℃ 或 -40~+70℃。

调节阀工作时应满足上述要求。定位器气源不干净是造成定位器工作不正常的主要原因，占故障率的 2/3 以上，应特别注意这一点。

## 6.1 国标对泄漏量的规定



GB/T4213-92 的国标标准对泄漏规定了六个等级,其具体规定见下表.其中最低级别为 I 级,不作具体要求;最高级别是 VI 级,即为气泡级.当泄漏量大于 0.5%KV 值时,可免于测试。

泄漏等级	试验介质	试验程序	最大阀座泄漏量
I	由用户与制造厂商定		
II	L 或 G	1	$5 \times 10^{-3} \times$ 阀额定容量, 1/h
III	L 或 G	1	$10^{-3} \times$ 阀额定容量, 1/h
IV	L	1 或 2	$10^{-4} \times$ 阀额定容量, 1/h
	G	1	
IV-S1	L	1 或 2	$5 \times 10^{-4} \times$ 阀额定容量, 1/h
	G	1	
IV-S2	G	1	$2 \times 10^{-4} \times \Delta P \times D$ , 1/h
V	L	2	$1.8 \times 10^{-7} \times \Delta P \times D$ , 1/h
VI	G	1	$3 \times 10^{-3} \times \Delta P \times$ (下表规定的泄漏量)

注:① $\Delta P$  以 KPa 为单位。

②D 为阀座直径, 以 mm 为单位。

③对于可压缩流体体积流量, 绝对压力为 101.325KPa 和绝对温度为 273K 的标准状态下的测定值。

④试验程序“1”表示 $\Delta P=0.35\text{MPa}$ 、介质为水; 试验程序“2”表示 $\Delta P$  等于工作压差、介质为水或气体。

阀座直径 mm	泄漏量	
	mL/min	每分钟气泡数
25	0.15	1
40	0.30	2
50	0.45	3
65	0.60	4
80	0.90	6
100	1.70	11
150	4.00	27
200	6.75	45
250	11.1	—
300	16.0	—
350	21.6	—
400	28.4	—

注:①每分钟气泡数是用外径 6mm、壁厚 1mm 的管子垂直浸入水下 5~10mm 深度的条件下测得的, 管端表面应光滑, 无倒角和毛刺。

②如果阀座直径与表列值之一相差 2mm 以上，则泄漏系数可假设泄漏量与阀座直径的平方成正比的情况下通过类推法取得。

额定容量按计算公式

条件	$\Delta P < \frac{1}{2} \cdot P_1$	$\Delta P \geq \frac{1}{2} \cdot P_1$
液体	$Q_1 = 0.1 K_v \sqrt{\frac{\Delta P}{\rho / \rho_0}}$	
气体	$Q_g = 4.73 K_v \sqrt{\frac{\Delta P \cdot P_2}{G(273 + t)}}$	$Q_g = 2.9 P_1 K_v / \sqrt{G(273 + t)}$

表中：Q1——液体流量，m<sup>3</sup>/h

Qg——标准状态下的气体流量，m<sup>3</sup>/h

KV——额定流量系数

$$P_m = \frac{P_1 + P_2}{2}, \text{ KPa}$$

P1——阀前绝对压力，KPa

P2——阀后绝对压力，KPa

ΔP——阀前后压差，KPa

t——试验介质温度，取 20℃

G——气体比重，空气=1

$\rho/\rho_0$  相对密度（规定温度范围内的水  $\rho/\rho_0 = 1$ ）

## 6.2 美国的泄漏标准

美国 ANSI B16 • 104-1976 调节阀的泄漏量标准见下表。

级别	最小泄漏量	试验介质	压力和温度
II级	0.5% 额定 Cv	空气或水	工作压差 ΔP 或 50 磅/英寸 2 (3.5 巴) 压差 取其中较小的一个值, 温度 10~52℃
III级	0.1% 额定 Cv	空气或水	工作压差 ΔP 或 50 磅/英寸 2 (3.5 巴) 压差 取其中较小的一个值, 温度 10~52℃
IV级	0.01% 额定 Cv	空气或水	工作压差 ΔP 或 50 磅/英寸 2 (3.5 巴) 压差 取其中较小的一个值, 温度 10~52℃



V级	$5 \times 10^{-10} \text{m}^3/\text{秒}/\text{巴}(\text{压差})/\text{mm}$ 阀座直径(公制)			水	工作压差 $\Delta P$ 或, 温度 10~52℃
VI级	阀座直径		汽泡/ 分	ml/分	空气或氮气 工作压差 $\Delta P$ 或 50 磅/英寸 2(3.5 巴)压差 取其中较小的一个值, 温度 10~52℃
	(in)	(mm)			
	1"	25	1	0.15	
	1.5"	38	2	0.30	
	2"	51	3	0.45	
	2.5"	64	4	0.60	
	3"	76	6	0.90	
	4"	102	27	1.70	
	6"	152	27	4.00	
8"	203	45	6.75		

### 6.3 泄漏标准的细分和定量概念

我们认为,上述标准划分还不够细腻,特别是IV级密封~V级密封,其泄漏率由 $10^{-4}$ 突然跳跃到 $10^{-7}$ ,猛增1000倍。为此,笔者认为应将泄漏标准与切断的关系进一步细分。切断的等级与泄漏率见下表。同时,为了有一个量的概念,现列举 $K_v=100$ (双座阀 DN100、单座阀 DN80~100、套筒阀 DN100、V型球阀 DN50、全功能阀 DN50 时的 $K_v$ 值 100)时,试验 $\Delta P=0.35 \text{ MPa}$ 、介质为水,每分钟在不同等级时的泄漏量(g/min)也列举在下表中。

切断等级	一般切断	较严密切断		严密切断		完全切断
	$10^{-4}$	$10^{-5}$	$10^{-6}$	$10^{-7}$	$10^{-8}$	微气泡级
$K_v=100$ 、 $\Delta P=0.35 \text{ MPa}$ 介质为水,每分钟的泄漏量 克/分	310	31	3.1	0.31	0.031	标准中的VI级 数气泡
转化为:滴水/分	4650	465	46	4.6	0.46	/

注:  $1\text{g} \approx 15$  滴水

### 7 调节阀在使用中存在的主要问题

调节阀是工业自动化仪表中使用问题最多的产品,也是更新换代最慢的产品,几十年一贯制,到现在,还是以五六十年代水平的产品—单座阀、双座阀、套筒阀为主导产品(占 70%左右),可见,产品陈旧落后;另一方面,使用的问题也很突出.为了寻找调节阀的突破方向,在"九五"计划的初期,笔者首先对调节阀进行了专门的问卷调查,得到的结论是:

- (1) 反映调节阀不象仪表、太笨重的占 33.3%;
- (2) 反映品种、规格繁多,选型复杂、工厂管理复杂、维护工作量大的占 67.1%;
- (3) 反映泄漏大的占 42.5%;
- (4) 反映经常堵卡、动作迟钝的占 25.8%;
- (5) 反映寿命短的占 13.7%;
- (6) 反映推力不够、阀关不严的占 9.6%;
- (7) 反映流量系数小、调节范围小的占 5.2%;
- (8) 反映阀外漏的占 4.3%;





(9) 反映振动、振荡、啸叫的占 1.7%。

在对上述存在问题作进一步的归纳分析后, 得出最突出的问题有四个:

- (1) 笨重: 回头看一下调节阀的重量, 一台 DN200 的阀重 700~800 公斤, 一台 DN300 的阀重 900~1000 公斤, 对它们的运输、安装、维护都必须要用吊车才能够进行, 用户对此反映极为强烈;
- (2) 品种规格繁多: 单座阀、双座阀、套筒阀等产品加上压力、温度、特性等变型参数总计达 10000 多个规格, 造成调节阀选型、工厂管理复杂化;
- (3) 泄漏大: 一是产品结构缺陷所致; 二是没有考虑密封的可靠性; 三是执行机构推力不够
- (4) 调节阀堵卡: 阀的流路复杂, 不干净介质必定造成堵卡。

归纳起来, 从阀的结构上找原因, 主要是片面地追求出厂性能, 忽视了阀的可靠性; 从使用上找原因, 阀的选型不全面(也怪阀的品种规格太多, 给选型带来了难度)。

对调节阀使用中的问题分析、处理见第七篇。

## 8 九十年代调节阀的新发展

六十年代调节阀的发展, 在国外主要是推出了套筒阀, 在国内主要是联合设计了单座阀、双座阀、角形阀等老产品; 七十年代产生了偏心旋转阀; 八十年代主要是精小型调节阀; 九十年代主要是解决特殊疑难阀的使用问题, 以往在使用上的老大难相继被解决, 如高压阀的汽蚀问题、强腐蚀介质的腐蚀问题、不干净介质的堵塞问题、超小流量的调节问题、0.2 秒紧急动作等, 但较长一段时间里, 均没有新的调节阀品种问世。直到 1998 年, 华林公司推出了新一代产品——全功能超轻型调节阀, 它主要针对调节阀使用存在的问题——调节阀功能不齐全、可靠性差、调节阀笨重, 并对此进行立项逐一攻关的结果。它综合了旋转类调节阀的优点而产生的又一新品种, 具有功能齐全(故称全功能)、重量轻(比单、双座阀、套筒阀等老产品轻 70%~80%, 比 80 年代的精小型阀还轻 40%~50%, 故称超轻型)、高可靠性的特点, 对整个调节阀产生了重大突破, 它使中国的调节阀水平大大地提高, 并缩短了与国外的差距。作为新一代产品, 它必将取代老一代产品, 成为下一世纪调节阀的应用主流。

## 9 调节阀三代产品的初步划分

从本世纪初到现在的七八十年年的时间里, 调节阀还处于第一代产品的水平上。其特征是:

- ①以六、七十年代水平的单座阀、双座阀、套筒阀为主导产品;
- ②这代产品功能不齐全, 不得不依靠扩充产品品种、变型来适应各种不同的场合, 造成了品种规格繁多, 对调节阀使用、计算、选型、调校、维护、备件等要求特别高;
- ③可靠性差, 使用的问题多;
- ④十分笨重。

第二代产品将从可靠性、功能、重量上得到突破。其特征是:

①全功能超轻型阀代替众多可靠性差、功能不齐全、又十分笨重的产品, 即以它代替第一代的主导产品单座阀、双座阀、套筒阀, 成为第二代主导产品;

②电子式电动全功能超轻型阀逐步取代传统的因原执行机构可靠性差, 不得不采用的“气动阀+电气阀门定位器+气源”的组合方式, 从第二代产品的气动阀使用为主变成以电子式电动阀为主, 这代产品预计要 10 年时间(2000~2010 年)。

第三代产品就是智能化。在应用上的特点是:

- ①与计算机接口;
- ②可靠性更加提高, 故障率进一步下降;
- ③调节阀的品种以及对调节阀的使用要求进一步的简化。

## 10 电动调节阀的应用前景

随着电子产品不断进步, 尤其是可靠性的进一步提高, 使得九十年代国外电动执行机构产生了质的飞跃, 其突出的表现是: ①可靠性极高, 可以在 5-10 年内免维修; ②重量大幅度下降, 比老式的 DKZ、DKJ 的



电动执行机构轻 70%~80%；③外观也得到了极大的改善；④性能提高、调整简化、使用更加方便、简单。值得一提的是，国内的执行机构与之差距太大，仍处于六七十年代的水平。正由于电动执行机构的可靠性得到了根本上的解决，配上高可靠性的全功能超轻型调节阀，使得调节阀成为了真正意义上的第二代产品，到下世纪初，这种高可靠性电子式全功能超轻型调节阀必将逐步取代传统的“气动阀+电气阀门定位器+气源”的组合方式。除上述高可靠、全功能、超轻型的特点外，还将带来如下好处：

- (1) 用电源既方便又节约，省去了建立气源站的一系列费用；
- (2) 用“气动阀+电气阀门定位器+气源”的复杂方式，它不只是增加了费用，反而带来了可靠性的下降(环节越多，可靠性差的因素增加)；
- (3) 从经济性上看，除省去气源站的费用外，还省去电气阀门定位器的费用：现在一台好的进口的电气阀门定位器，通常在 5000~6000 元以上，更好的在 8000~10000 的价位上，而这个价位基本上可购回上述高可靠的电子式执行机构；
- (4) 环节减少了，相应减少了维修工作量。

## 二 调节阀计算

### 1 流量系数 Kv 的来历

调节阀同孔板一样，是一个局部阻力元件。前者，由于节流面积可以由阀芯的移动来改变，因此是一个可变的节流元件；后者只不过孔径不能改变而已。可是，我们把调节阀模拟成孔板节流形式，见下图。



调节阀节流模拟

对不可压流体，代入伯努利方程为：

$$\frac{P_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\rho} + \frac{V_2^2}{2g} \quad (1)$$

解出

$$V_2^2 - V_1^2 = 2g \frac{P_1 - P_2}{\rho}$$

命

$$V_2^2 - V_1^2 = \xi V^2$$

再根据连续方程  $Q = A \cdot V$ ，与上面公式连解可得：

$$Q = AV = A \cdot \frac{1}{\sqrt{\xi}} \sqrt{V_2^2 - V_1^2}$$



$$Q = \frac{A}{\sqrt{\xi}} \sqrt{2g \frac{P_1 - P_2}{r}} \quad (2)$$

这就是调节阀的流量方程，推导中代号及单位为：

V1、V2——节流前后速度；

V——平均流速；

P1、P2——节流前后压力，100KPa；

A ——节流面积，cm<sup>2</sup>；

Q ——流量，cm<sup>3</sup> / S；

——阻力系数；

r ——重度，Kgf / cm<sup>3</sup>；

g——加速度，g = 981cm/s<sup>2</sup>；

如果将上述 Q、P1、P2、r 采用工程单位，即：Q—m<sup>3</sup>/ h；P1、P2—100KPa；

r—gf/cm<sup>3</sup>。于是公式 (2) 变为：

$$Q = \frac{A}{\sqrt{\xi}} \sqrt{2 \times 981 \times \frac{1000 \Delta P}{r}} \cdot \frac{3600}{10^6}$$

$$= 5.04 \frac{A}{\sqrt{\xi}} \sqrt{\frac{\Delta P}{r}} \quad (3)$$

再令流量 Q 的系数  $\frac{5.04A}{\sqrt{\xi}}$  为 Kv，即：Kv =  $\frac{5.04A}{\sqrt{\xi}}$

$$Q = K_v \sqrt{\frac{\Delta P}{r}} \quad \text{或} \quad K_v = Q \sqrt{\frac{r}{\Delta P}} \quad (4)$$

这就是流量系数 Kv 的来历。从流量系数 Kv 的来历及含义中，我们可以推论出：



(1)  $K_v$  值有两个表达式:  $K_v = \frac{5.04A}{\sqrt{\xi}}$  和  $K_v = Q\sqrt{\frac{r}{\Delta P}}$ ;

(2) 用  $K_v$  公式可求阀的阻力系数  $\xi = (5.04A/K_v)^2$ ;

(3)  $K_v \propto 1/\sqrt{\xi}$ , 可见阀阻力越大  $K_v$  值越小;

(4)  $K_v = A = \frac{\pi}{4}D^2$ , 所以口径越大  $K_v$  越大。

## 2 流量系数定义

在前面不可压流体的流量方程(3)中,令流量  $Q$  的系数  $\frac{5.04A}{\sqrt{\xi}}$  为  $K_v$ ,故  $K_v$  称流量系数;另一方面,从公式(4)中知道:  $K_v \propto Q$ , 即  $K_v$  的大小反映调节阀流量  $Q$  的大小。流量系数  $K_v$  国内习惯称为流通能力,现新国际已改称为流量系数。

### 2.1 流量系数定义

对不可压流体, $K_v$  是  $Q$ 、 $\Delta P$  的函数。不同  $\Delta P$ 、 $r$  时  $K_v$  值不同。为反映不同调节阀结构,不同口径流量系数的大小,需要跟调节阀统一一个试验条件,在相同试验条件下, $K_v$  的大小就反映了该调节阀的流量系数的大小。于是调节阀流量系数  $K_v$  的定义为:当调节阀全开,阀两端压差  $\Delta P$  为 100KPa,流体重度  $r$  为  $1\text{gf/cm}^3$ (常温水)时,每小时流经调节阀的流量数(此时  $K_v = Q\sqrt{r/\Delta P} = Q\sqrt{1/1} = Q$ ),以  $\text{m}^3/\text{h}$  或  $\text{t}/\text{h}$  计。

例如:有一台  $K_v=50$  的调节阀,则表示当阀两端压差为 100KPa 时,每小时的水量是  $50\text{m}^3/\text{h}$ 。

### 2.2 $K_v$ 与 $C_v$ 值的换算

国外,流量系数常以  $C_v$  表示,其定义的条件与国内不同。 $C_v$  的定义为:当调节阀全开,阀两端压差  $\Delta P$  为 1 磅/英寸<sup>2</sup>,介质为 60° F 清水时每分钟流经调节阀的流量数,以加仑/分计。

由于  $K_v$  与  $C_v$  定义不同,试验所测得的数值不同,它们之间的换算关系:

$$C_v = 1.167K_v \quad (5)$$

### 2.3 推论

从定义中我们可以明确在应用中需要注意的两个问题:

(1) 流量系数  $K_v$  不完全表示为阀的流量,唯一在当介质为常温水,压差为 100KPa 时,  $K_v$  才为流量  $Q$ ; 同样  $K_v$  值下,  $r$ 、 $\Delta P$  不同,通过阀的流量不同。

(2)  $K_v$  是流量系数,故没单位。但是许多资料、说明书都错误地带上单位,值得改正。

## 3 原流量系数 $K_v$ 计算公式

### 3.1 不可压流体的流量系数公式

公式(4)是以不可压流体来推导的,此公式即为不可压流体的流量系数公式。

### 3.2 可压流体的流量系数公式



可压流体由于考虑的角度不同，有不同的计算公式，主要采用的是压缩系数法和平均重度法两种。压缩系数法是在不可压流体流量系数公式（4）基础上乘上一个压缩系数 $\epsilon$ 而来，即

$$Q = \epsilon \cdot K_v \sqrt{\frac{\Delta P}{r}}$$

或

$$K_v = \frac{1}{\epsilon} \cdot Q \sqrt{\frac{\Delta P}{r}}$$

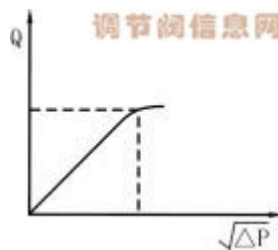
将 $r$ 换算成标准状态（0℃、760mmHg）的气体重度：

$$r = r_w \cdot \frac{273 P_1}{(273 + t)} \frac{760}{P}$$

于是得出

$$K_v = \frac{Q \sqrt{r_w (273 + t)}}{514 \epsilon \sqrt{\Delta P} \cdot P_1} \quad (6)$$

式中， $\epsilon$ ——压缩系数，由试验确定为 $\epsilon = 1 - 0.46 \Delta P / P_1$ ，在饱和状态时， $\Delta P / P_1 = 0.5$ ，此时流量不再随 $\Delta P$ 的增加而增加，即产生了阻塞流（阻塞流的定义为：流体通过调节阀时，所达到的最大极限流量状态），见下图。



$Q \sim \sqrt{\Delta P}$  曲线

$$\epsilon = 1 - 0.46 \times 0.5 = 0.76; \quad t \text{——介质温度, } ^\circ\text{C};$$

$N$ ——在标准状态下的参数。

用于蒸气计算时，计算公式略有不同

### 3.3 平均重度法

平均重度法公式推导要复杂得多。在推导中将调节阀相当长度为 $L$ 、断面为 $A$ 的管道来代替，并假定介质为理想流体，当介质稳定地流过管道时，采用可压缩流体流量方程式：



$$\frac{dp}{r} + d\left(\frac{v^2}{2g}\right) + dL_f = 0 \quad (2-11)$$

式中,  $L_f$ ——摩擦功;

$g$  ——加速度。

在上式基础上, 再引入三个辅助方程:

理想气体多变热力过程的变化规律方程

$$P_1 V_1^m = \text{常数}$$

$$\text{状态方程 } P_1 V_1 = RT_1$$

$$\text{连续方程 } VA / v = \text{常数}$$

以上三式中:  $v$ ——比容;

$m$ ——多变指数;

$R$ ——气体常数;

$T$ ——绝对温度;

$V$ ——流速。

由上述 4 个方程通过一系列纯数学推导 (略), 得到其流量方程为:

$$Q = K_v \sqrt{\frac{m}{m+1} \frac{r v \left[ 1 - \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{(m+1)/m} \right] P_1^2}{RT_1}}$$

为简化公式, 把实际流动简化为等温度变化来处理, 故取  $m=1$ 。同时, 把物理常数代入, 即可整理得:

$$K_v = \frac{Q_N}{380} \sqrt{\frac{r_N (273 + t)}{\Delta P (P_1 + P_2)}} \quad (7)$$



当  $\Delta P / P_1 \geq 0.5$  时, 流量饱和, 故以  $\Delta P = 0.5P_1$  代入上式得:

$$K_v = \frac{Q_N \sqrt{\rho_N (273 + t)}}{330 P_1} \quad (8)$$

同样, 蒸气的计算公式也是在公式 (7)、(8) 基础上推导出来的。

综合上述, 把原各种介质的  $K_v$  值计算公式汇总在下表中。

流体	压差条件	计算公式	
液体		$K_v = \frac{Q \sqrt{\rho}}{\sqrt{\Delta P}} \text{ 或 } K_v = \frac{G}{\sqrt{\Delta P \cdot \rho}}$ <p style="text-align: center;">G——重量流量 (t/h)</p>	
气体	$P_2 > 0.5P_1$	压缩系数法 $K_v = \frac{Q_N \sqrt{\rho_N (273 + t)}}{51.4 \varepsilon \sqrt{\Delta P \cdot P_1}}$	平均重度法 一般气体 $K_v = \frac{Q_N \sqrt{\rho_N (273 + t)}}{380 \sqrt{\Delta P (P_1 + P_2)}}$
	$P_2 \leq 0.5P_1$	$K_v = \frac{Q_N \sqrt{\rho_N (273 + t)}}{280 \cdot P_1}$	一般气体 $K_v = \frac{Q_N \sqrt{\rho_N (273 + t)}}{380 P_1}$
蒸气	$P_2 > 0.5P_1$	$K_v = \frac{G_s}{31.6 \cdot \varepsilon \sqrt{\Delta P \cdot \rho_1}}$	$K_v = \frac{G_s}{0.827 K' \sqrt{\Delta P (P_1 + P_2)}}$ <p style="text-align: center;"><math>G_s</math>——重量流量</p>
	$P_2 \leq 0.5P_1$	$K_v = \frac{G_s}{16.1 \sqrt{\Delta P \cdot \rho_1}}$	$K_v = \frac{G_s K'}{10.2}$



## 4 Kv 值计算新公式

目前,调节阀计算技术国外发展很快,就KV值计算公式而言,早在20世纪70年代初ISA(国际标准协会标准)就规定了新的计算公式,国际电工委员会IEC也正在制定常用介质的计算公式。下面介绍一种在平均重度法公式基础上加以修正的新公式。

### 4.1 原公式推导中存在的问题

#### 4.2 压力恢复系数 FL

#### 4.3 梅索尼兰公司的公式——FL修正法

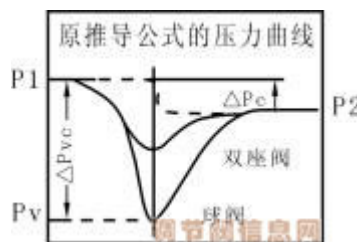
### 4.1 原公式推导中存在的问题

在前节的KV值计算公式推导中,我们可以看出原公式推导中存在如下问题:

- (1) 把调节阀模拟为简单形式来推导后,未考虑与不同阀结构实际流动之间的修正问题。
- (2) 在饱和状态下,阻塞流动(即流量不再随压差的增加)的差压条件为 $\Delta P/P=0.5$ ,同样未考虑不同阀结构对该临界点的影响问题。
- (3) 未考虑低雷诺数和安装条件的影响。

### 4.2 压力恢复系数 FL

由P1在原公式的推导中,认为调节阀节流处由P1直接下降到P2,见图中虚线所示。



阀内的压力恢复

压力变化曲线如图中实线所示,存在差压力恢复的情况。不同结构的阀,压力恢复的情况不同。阻力越小的阀,恢复越厉害,越偏离原推导公式的压力曲线,原公式计算的结果与实际误差越大。因此,引入一个表示阀压力恢复程度的系数FL来对原公式进行修正。FL称为压力恢复系数(Pressure recovery factor),其表达式为:

$$F_L = \sqrt{\Delta P_c / \Delta P_{vc}} = \sqrt{\Delta P_c / (P_1 - P_v)} \quad (9)$$

式中,  $\Delta P_{vc}$ 、 $\Delta P_c$  表示产生闪蒸时的缩流处压差和阀前后压差。图阀内的压力恢复关键是FL的试验问题。用透明阀体试验,将会发现当节流处产生闪蒸,即在节流处产生气泡群时, Q就基本上不随着 $\Delta P$ 的增加而增加。这个试验说明:产生闪蒸的临界压差就是产生阻塞流的临界压差,故FL又称临界流量系数(Critical flow factor),因此FL既可表示不同阀结构造成的压力恢复,以修正不同阀结构造成的流量系数计算误差,又可用于对正常流动,阻塞流动的差别,即FL定义公式(9)中的压差 $\Delta P_c$ 就是该试验阀产生阻塞流的临界压差。这样,当 $\Delta P < \Delta P_c$ 时为正常流动,当 $\Delta P \geq \Delta P_c$ 时为阻塞





流动。从(9)公式中我们即可解出液体介质的 $\Delta P_c$ 为:

$$\Delta P_c = FL^2 (P_1 - P_V) \quad (10)$$

由试验确定的各类阀的FL值见下表。

调节阀形式		流向	FL 值
单座阀	柱塞形阀芯	流开	0.90
		流闭	0.80
	“V”形阀芯	任意流向	0.90
	套筒形阀芯	流开	0.90
流闭		0.80	
双座阀	柱塞形阀芯	任意流向	0.85
	“V”形阀芯	任意流向	0.90
角型阀	柱塞形阀芯	流开	0.80
		流闭	0.90
	套筒形阀芯	流开	0.85
		流闭	0.80
文丘里形	流闭	0.50	
球阀	“O”型	任意流向	0.55
	“V”型	任意流向	0.57
蝶阀	60°全开	任意流向	0.68
	90°全开	任意流向	0.55
偏心旋转阀		流开	0.85

#### 4.3 梅索尼兰公司的公式——FL修正法

##### 1) 对流体计算公式的修正

当 $\Delta P < \Delta P_c$ 时,为正常流动,仍采用原公式(4);当 $\Delta P \geq \Delta P_c$ 时,因 $\Delta P$ 增加Q基本不增加,故以 $\Delta P_c$ 值而不是 $\Delta P$ 值代入公式(4)计算即可。当 $\Delta P_V \geq 0.5P_1$ 时,意味差有较大的闪蒸,此时 $\Delta P_c$ 还应修正,由试验获得:

$$\Delta P_c = F_L^2 \left[ P_1 - (0.96 - 0.28 \sqrt{\frac{P_1}{P_c}}) P_V \right] \quad (11)$$

式中:  $P_c$  表示液体热力学临界点压力, 见下表。

介	流动	原计算公式	新计算公式
---	----	-------	-------



质	状态	流动状态判别	计算式	流动状态判断	计算式
液	一般流动	无	$K_v = Q_1 \sqrt{\frac{1}{\Delta P}}$	$\Delta P < \Delta P_c = F_L^2$	同原计算式
	阻塞流动			$\Delta P \geq \Delta P_c$ 当 $P_v < 0.5 P_1$ 时 $\Delta P_c = F_L^2 (P_1 - P_v)$ 当 $P_v \geq 0.5 P_1$ 时 $\Delta P_c = F_L^2 \left[ P - (0.96 - 0.28 \sqrt{\frac{P_1}{P_c}}) P_v \right]$	$K_v = Q_1 \sqrt{\frac{1}{\Delta P_c}}$
气	一般流动	$\Delta P / \Delta P_1 < 0.5$	$K_v = \frac{Q_1 \sqrt{16.2734 + t}}{380 \sqrt{\Delta P (P_1 + P_2)}}$	$\Delta P / \Delta P_1 < 0.5 F_L^2$	同原计算式
	阻塞流动	$\Delta P / \Delta P_1 \geq 0.5$	$K_v = \frac{Q_1 \sqrt{16.2734 + t}}{330 P_1}$	$\Delta P / \Delta P_1 \geq 0.5 F_L^2$	原计算式乘 $1/F_L$ 或 $\frac{Q_1 \sqrt{16.2734 + t}}{F_L (\gamma - 0.148 \gamma^3)}$
蒸气	饱和和	同气体	$K_v = \frac{G_s}{16 \sqrt{\Delta P (P_1 + P_2)}}$	同气体	同原计算式
	蒸气	同气体	$K_v = G_s / 13.8 P_1$	同气体	原计算式乘 $1/F_L$ 或 $\frac{Q_1 \sqrt{16.2734 + t}}{F_L (\gamma - 0.148 \gamma^3)}$
	过热	同气体	$K_v = \frac{G_s (1 + 0.0013 t)}{16 \sqrt{\Delta P (P_1 + P_2)}}$	同气体	同原计算式
	蒸气	同气体	$K_v = \frac{G_s (1 + 0.0013 t)}{13.8 P_1}$	同气体	原计算式乘 $1/F_L$ 或



					调节阀信息网 $F_2(\gamma - 0.148\gamma^3)$
表中代号及单位	Q: 液体流量 m <sup>3</sup> /h QN: 气体流量 Nm <sup>3</sup> /h GS: 蒸气流量 kgf/h r: 液体重度 g/cm <sup>3</sup> rn: 气体重度 kg/Nm <sup>3</sup> P1: 阀前压力 100KPa P2: 阀后压力 100KPa ΔP: 压差 100KPa			※PV: 饱和蒸气压 100KPa PC: 临界点压力 (见表 4) FL: 压力恢复系数 (见表) t: 摄氏温度 °C tsh: 过热温度 °C ΔPC: 临界压差 100KPa	调节阀信息网 其中 $\gamma = \frac{1.63}{F_1} \sqrt{\Delta P / P_1}$

※可查 GB2624-81 或理化数据手册。蒸气、气体压力为绝压。

### 2) 对气体计算公式的修正

原产生阻塞流的临界差压条件是  $\Delta PC = 0.5P_1$ ，即固定在  $\Delta P / P_1 = 0.5$  处，这和实际情况出入较大。实际上  $\Delta PC$  仍与 FL 有关，由试验得临界压差条件为：

$$\Delta PC = 0.5FL2P_1 \quad (12)$$

利用 FL 概念推得的新公式有好几种，但以在原平均重度法公式基础上修正的新公式最简单、方便，即平均重度修正法，它只需将原阻塞流动下的计算公式除上 FL 即可。若要更精确些，则再除上一个系数 ( $\gamma - 0.148\gamma^3$ )，其中：

$$\gamma = \frac{1.63}{F_1} \sqrt{\Delta P / P_1}$$

蒸气计算公式的修正同上。为了便于比较、应用，将采用 FL 修正的新公式和原公式汇总于表 2-2 中。归纳起来，有两个不同：一是流动状态差别式不同；二是在阻塞流动的情况下计算公式不同。引入了 3 个新的参数：FL、PC、( $\gamma - 0.148\gamma^3$ )。

### 3) 公式计算步骤

第一步：根据已知条件查参数：FL、PC；

第二步：决定流动状态。

液体：①判别 PV 是大于还是小于  $0.5P_1$ ；

②由①采用相应的  $\Delta PC$  公式；

③  $\Delta P < \Delta PC$  为一般流动； $\Delta P \geq \Delta PC$  为阻塞流动。

气体：



$$\frac{\Delta P}{P_1} < 0.5F_z^2$$

为一般流动，

$$\frac{\Delta P}{P_1} \geq 0.5F_z^2$$

为阻塞流动。

第三步：根据流动状态采用相应 KV 值计算公式。

#### 4) 计算举例

例 1 介质液氨， $t=33^\circ\text{C}$ ， $r=0.59$ ， $Q=13\text{t/h}$ ， $P_1=530\times 100\text{KPa}$ ， $P_2=70\times 100\text{KPa}$ ， $\Delta P=460\times 100\text{KPa}$ ， $P_v=15\times 100\text{KPa}$ ，选用高压阀，流闭型。

第一步：查表得  $FL=0.8$ ， $PC=114.5\times 100\text{KPa}$

第二步： $\because 0.5P_1=265>P_v$

$\therefore \Delta PC=FL^2(P_1-P_v)=329$ 。

$\Delta P>\Delta PC$ ，为阻塞流动。

第三步：采用阻塞流动公式

$$K_v = Q \sqrt{\frac{r}{\Delta P}} = 13 \sqrt{\frac{0.59}{329}} = 0.55$$

例 2 介质空气， $t=20^\circ\text{C}$ ， $r_N=1$ ， $Q_N=100\text{M}^3/\text{h}$ ， $P_1=2\times 100\text{KPa}$ （绝压）， $P_2=1.5\times 100\text{KPa}$ （绝压）， $\Delta P=0.5\times 100\text{KPa}$ ，选用单座阀，流开型。

第一步：查表  $FL=0.9$

第二步： $\frac{\Delta P}{P_1} = \frac{0.5}{2} = 0.25 < 0.5FL^2 = 0.5\times 0.9^2 = 0.4$  为一般流动。

第三步：采用一般流动 KV 值计算公式

$$K_v = \frac{Q_N}{380} \sqrt{\frac{P_1(273+t)}{\Delta P(P_1+P_2)}} = \frac{100}{380} \sqrt{\frac{1\times(273+20)}{0.5(2+1.5)}} = 3.40$$

例 3 在例 2 基础上，改  $P_2=1.1\times 100\text{KPa}$ （绝压），即  $\Delta P=0.9\times 100\text{KPa}$



$$\frac{\Delta P}{P_1} = \frac{0.9}{2}$$

$$\therefore \frac{0.9}{2} = 0.45 > 0.5FL2 = 0.4$$

∴为阻塞流动。采用公式为：

$$Kv = \frac{Q_N}{380} \cdot \frac{\sqrt{P_1(273+t)}}{P_2 P_1} = \frac{100}{380} \cdot \frac{\sqrt{1 \times (273+20)}}{2 \times 0.9} = 2.9$$

若要更准确些时，上式再除以  $(y-0.148y^3)$ ，即

$$Kv = \frac{Q_N}{330} \cdot \frac{\sqrt{P_1(273+t)}}{P_2 P_1 (y-0.148y^3)} = \frac{2.9}{y-0.148y^3}$$

$$其中, y = \frac{1.63}{P_2} \sqrt{\Delta P P_1} = \frac{1.63}{0.9} \sqrt{0.4} = 1.15$$

$$y - 0.148y^3 = 0.93$$

$$Kv = \frac{2.9}{0.93} = 3.2$$

表：临界压力  $P_c$

介质名称	$P_c$ (100KPa 绝压)	介质名称	$P_c$ (100KPa 绝压)
醋酸	59	甲烷	47.2
丙酮	48.4	甲醇	81
乙炔	63.7	氧	51.2
空气	38.2	氯化氯	73.8
氨	114.5	辛烷	25.4
氮	34.5	氯	73
氟	25.7	乙烷	50.2
氦	2.33	乙醇	65
氢	13.1	氯化氢	84
氩	49.4	丙烷	43.2
苯	49	二氧化硫	80
二氧化碳	75	水	224
一氧化碳	36	戊烷	34

## 5 调节阀口径计算



## 5.1 调节阀口径计算原理

在不同的自控系统中,流量、介质、压力、温度等参数千差万别,而调节阀的流量系数又是在100KPa压差下,介质为常温水时测试的,怎样结合实际工作情况决定阀的口径呢?显然,不能以实际流量与阀流量系数比较(因为压差、介质等条件不同),而必须进行KV值计算。把各种实际参数代入相应的KV值计算公式中,算出Kv值,即把在不同的工作条件下所需要的流量转化为该条件下所需要的KV值,于是根据计算出的Kv值与阀具有的Kv值比较,从而决定阀的口径,最后还应进行有关验算,进一步验证所选阀是否能满足工作要求。

## 5.2 调节阀口径计算步骤

从工艺提供有关参数数据到最后口径确定,一般需要以下几个步骤:

(1) 计算流量的确定。根据现有的生产能力、设备负荷及介质的状况,决定计算的最大工作流量 $Q_{max}$ 和最小工作流量 $Q_{min}$ 。

(2) 计算压差的决定。根据系统特点选定S值,然后决定计算压差。

(3) Kv值计算。根据已决定的计算流量、计算压差及其它有关参数,求出最大工作流量时的 $Kv_{max}$ 。

(4) 初步决定调节阀口径,根据已计算的 $Kv_{max}$ ,在所选用的产品型式系列中,选取大于 $Kv_{max}$ 并与其接近的一档Kv值,得出口径。

(5) 开度验算。

(6) 实际可调比验算。一般要求实际可调比应大于10。

(7) 压差校核(仅从开度、可调比上验算还不行,这样可能造成阀关不死,启不动,故我们增加此项)。

(8) 上述验算合格,所选阀口径合格。若不合格,需重定口径(及Kv值),或另选其它阀,再验算至合格。

## 5.3 口径计算步骤中有关问题说明

### 1) 最大工作流量的决定

为使调节阀满足调节的需要,计算时应考虑工艺生产能力、对象负荷变化、预期扩大生产等因素,但必须防止过多地考虑余量,使阀口径选大;否则,不仅会造成经济损失、系统能耗大,而且阀处小开度工作,使可调比减小,调节性能变坏,严重时还会引起振荡,使阀的寿命缩短,特别是高压调节阀,更要注意这一点。现实中,绝大部分口径选大都是此因素造成的。

### 2) 计算压差的决定——口径计算的最关键因素

压差的确定是调节阀计算中的关键。在阀工作特性讨论中知道:S值越大,越接近理想特性,调节性能越好;S值越小,畸变越厉害,因而可调比减小,调节性能变坏。但从装置的经济性考虑时,S小,调节阀上压降变小,系统压降相应变小,这样可选较小行程的泵,即从经济性和节约能耗上考虑S值越小越好。综合的结果,一般取 $S=0.1\sim 0.3$ (不是原来的 $0.3\sim 0.6$ )。对高压系统应取小值,可小至 $S=0.05$ 。最近,为减小调节阀上的能耗,我们还提出了采用低S值的设计方法( $S=0.05\sim 0.1$ ),即选用低S节能调节阀。

压差计算公式,由S定义 $S=\Delta P / (\Delta P + \Delta P_{管})$ 得:

$$\Delta P = \frac{S \cdot \Delta P_{E}}{1 - S}$$

再考虑设备压力的波动影响,加(5%~10%)P作为余地,故



$$\Delta P = \frac{S \cdot \Delta P_g}{1 - S} + (0.05 \sim 0.1)P \quad (13)$$

式中,  $\Delta P$  为调节阀全开时的阀上压降;  $\Delta P_g$  为调节阀全开时, 除调节阀外的系统损失总和, 即管道、弯头、节流装置、手动阀门、热交换器等损失之和。若一个实际投运了的系统, 如引进装置, 对方提供了已知的最大、最小流量及相应压差, 阀门的标准 KV 值, 即可由下公式求 S 值:

$$S = \frac{Q_{\max}^2 - Q_{\min}^2}{Q_{\min}^2 \left( \frac{Kv^2}{Kv_{\min}^2} - 1 \right) - Q_{\max}^2 \left( \frac{Kv^2}{Kv_{\max}^2} - 1 \right)} \quad (14)$$

### 3) 开度验算

由于决定阀口径时 Kv 值的圆整和 S 值对全开时最大流量的影响等因素, 所以还应进行开度验算, 以验证阀实际工作开度是否在正确的开度上。在过去的有关资料中, 在开度验算公式和工作开度允许值方面存在一些问题。针对存在的问题, 特推导出相应的验算公式和工作开度允许值, 其内容见下表。其中开度验算公式应采用以理想流量特性解出的公式, 该公式简单, 但其 Kvi 应是对应工作条件计算出的流量系数。

### 4) 可调比验算

调节阀的理想可调比  $R=30$ , 但在实际运行中, 受工作特性的影响, S 值越小, 最大流量相应减小。同时工作开度也不是从 0 至全开, 而是在 10%~90% 左右的开度范围内工作, 使实际可调比进一步下降, 一般能达 10 左右, 因此验算时, 以  $R=10$  来进行。

验算公式:  $R_{\text{实际}} = R \sqrt{S} \quad (15)$

把  $R=10$  代入上式, 得可调比验算公式为:  $R_{\text{实际}} = 10 \sqrt{S} \quad (16)$

当  $S \geq 0.3$  时,  $R_{\text{实际}} \geq 3.5$ , 能满足一般生产要求, 此时, 可以不验算。

若调节阀不能满足工艺上最大流量、最小流量的调节要求时, 可采用两个调节阀进行分程控制, 也可选用一台 R 较大的特殊调节阀来满足使用要求。

内容	原公式及验算要求	原公式及验算要求存在的问题	正确公式及验算要求
验算公式 考虑实际工作情况 开度验算公式	直线特性 $K = \left[ \frac{1.03}{\sqrt{S-1 + \frac{Kv^2 \Delta P}{Q^2}}} - 0.03 \right] \times 100\%$ 对数特性	由于原公式是由液体来推导的, 不能用于气体。用于气体时公式的根号内出现负值, 无法计算。	直线特性: $K = \frac{30Kvi}{29} \approx Kvi$ / Kv 对数特性: $K = 1 + \frac{1}{1.43} \lg \frac{Kvi}{Kv}$

考虑对 S 值的影响



	<p>以理想流量特性来验算近似公式</p> <p>不考虑 S 值的影响</p>	$K = \left[ \frac{1.48}{1.48 + \sqrt{S - 1 + \frac{Kv^2 \Delta P}{Q_i^2 r}}} + 1.0 \right] \times 100\%$ $K = \frac{K_{vi}}{K_v}$	<p><math>K_{vi}/K_v</math> 实际是相对流量，只有直线特性时可近似看成相对开度，用于对数特性时，将造成验算上的错误。</p>	
<p>开度验算</p>	<p>最大工作开度验算</p>	<p>希望大工作开度应 90% 左右，即</p> $K_{max} \approx 90\%$	<p>不管流量特性与带定位器否，笼统地规定在 90% 左右是不合理的。以 90% 计算，当系统为最大流量，而调节阀又出现最大的负流量误差时，直线特性将有 4%Kv(不带定位器)、1%Kv(带定位器) 的流量不能通过调节，选用对数特性时，使调节阀还有 5%Kv(不带定位器)、16%Kv(带定位器) 的容量没有充分利用，造成选大调节阀的可能。</p>	<p>因为调节阀的 Kv 值是理想值，应考虑其误差。因此，本方法考虑调节阀出现最大负全行程偏差时和负 10%Kv 的流量误差时，具有的实际流量作为全开时的流量，令此流量为最大工作流量，得出的条件为：</p> <p>直线特性： 不带定位器 <math>K_{max} &lt; 86\%</math> 带定位器 <math>K_{max} &lt; 89\%</math></p> <p>对数特性： 不带定位器 <math>K_{max} &lt; 92\%</math> 带定位器 <math>K_{max} &lt; 96\%</math></p>
<p>最小工作开度验算</p>		<p>最小工作开度不应小于 10% 即 <math>K_{min} &gt; 10\%</math></p>	<p>没考虑高压阀小开度冲蚀以及小开度易振荡问题</p>	<p>一般情况 <math>K_{min} &gt; 10\%</math> 高压关阀、阀稳定性差时 <math>K_{min} &gt; 10 \sim 30\%</math></p>
<p>式中代号</p>	<p>Qi——某一开度的流量 m<sup>3</sup>/h Kv——调节阀的流量系数。</p> <p>K——对应 Qi 的工作开度 ΔP——调节阀全开的压差，100KPa</p> <p>r——介质重度，kg/cm<sup>3</sup></p>			





$K_{vi}$ ——对应  $Q_i$  的计算流量系数  $S$ ——压差分配比

## 5.4 计算实例

[例 1] 工作条件为：介质液氨， $t=33^{\circ}\text{C}$ ， $r=0.59\text{g}/\text{cm}^3$ ， $P_V=15\times 100\text{KPa}$ ， $Q_{\max}=15\text{m}^3/\text{h}$ ，对应  $Q_{\max}$  之  $P_1$ 、 $P_2$ 、 $\Delta P_{\min}$  为 530、130、 $400\times 100\text{KPa}$ ， $Q_{\min}=5\text{m}^3/\text{h}$ ， $\Delta P_{\max}=500\times 100\text{KPa}$ ， $S=0.2$ ，选用高压阀，直线特性，带定位器工作，求口径 DN。解：

(1) 流量已确定为： $Q_{\max}=15\text{m}^3/\text{h}$ ； $Q_{\min}=5\text{m}^3/\text{h}$ 。

(2) 压差确定为： $\Delta P_{\min}=400\times 100\text{KPa}$ ， $\Delta P_{\max}=500\times 100\text{KPa}$ 。

(3)  $K_v$  值计算：

第一步：查表得  $FL=0.8$

第二步：决定流动状态

$\because 0.5P_1 \gg P_V$

$\therefore \Delta P_C = FL^2(P_1 - P_V) = 0.82(530 - 15) = 320 \times 100\text{KPa}$

又  $\because \Delta P_{\min} > \Delta P_C$

$\therefore$  均为阻塞流

第三步：采用阻塞流动状态的  $K_v$  值计算公式

调节阀信息网

$$K_v = Q_v \sqrt{\frac{r}{\Delta P_C}}$$

$$K_{v_{\max}} = Q_{\max} \sqrt{\frac{r}{\Delta P_C}} = 15 \sqrt{\frac{0.59}{320}} = 0.644$$

$$K_{v_{\min}} = Q_{\min} \sqrt{\frac{r}{\Delta P_C}} = 5 \sqrt{\frac{0.59}{320}} = 0.2$$

(4) 根据  $K_{V_{\max}}=0.64$  查高压阀流量系数，得  $DN=10$ ， $d_g=7$  其  $KV=1.0$ 。

(5) 开度验算

因  $K_v=1$  只有直线特性，应采用直线特性验算公式，故有：



$$K_{\max} = \frac{K_{v\max}}{K_v} = \frac{0.64}{1.0} = 64\%$$

$$K_{\min} = \frac{K_{v\min}}{K_v} = \frac{0.21}{1.0} = 21\%$$

$K_{\max} < 89\%$ ,  $K_{\min} > 10\%$ , 故  $K_v=1.0$  验算合格。

(6) 可调比验算:

$$R_{\text{实际}} = 10 \sqrt{S} = 10 \sqrt{0.2} = 4.47$$

$$\frac{Q_{\max}}{Q_{\min}} = \frac{15}{5} = 3$$

$$R_{\text{实际}} \geq \frac{Q_{\max}}{Q_{\min}} \text{ 验算合格}$$

(7) 压差校核  $\Delta P < [\Delta P]$  (因  $d_s > d_g$ )，校核通过。

(8) 结论:  $DN=10$ ,  $d_g=7$ ,  $KV=1.0$ , 验算合格。

## 6.1 公式简介

国际电工委员会 (IEC) 推荐公式见下表, 只是气体计算公式方程有所不同。在考虑压力恢复系数 FL 的新概念基础上, 不是国内公式和采用 FL 修正的新公式中用 FL 对原平均重度法加以修正的形式, 而是采用又一种新的修正方法——膨胀系数修正重度法。膨胀系数修正重度法根据流量单位的不同, 有体积流量和重量流量之分, 前者用于一般气体; 后者用于蒸气。对于一般气体, 根据已知介质的标准重度  $r_N$ 、气体分子量  $M$  或对空气的比重  $G$ , 有 3 种相对应的计算公式; 对蒸气, 根据已知的入口实际重度或分子量, 有两个相对应的计算公式供选用。该方法比平均重度修正法要复杂些。中可看出, 膨胀系数修正重度法共引入了 8 个新的参数, 其中物理参数 4 个:  $K$ 、 $PC$ 、 $TC$ 、 $M$ ; 查图参数 1 个:  $Z$ ; 计算的参数 3 个:  $XT$ 、 $FK$ 、 $Y$ 。由于考虑的因素多些, 自然精度更高。

介质	流动状态	计算公式	
		流动状态	$K_v$ 值计算公式
液体	一般流动	无	$K_v = Q \sqrt{\frac{\rho}{\Delta P}}$
	阻塞流动		
气体	一般流动	$\frac{\Delta P}{P_1} < F_X X_T$	$K_v = \frac{Q_N}{514 P_1} \sqrt{\frac{T_1 Z}{\Delta P / P_1}}$ 或 $K_v = \frac{Q_N}{457 P_1} \sqrt{\frac{T_1 G Z}{\Delta P / P_1}}$ 或



			$K_v = \frac{Q_N}{2460P_1 Y} \sqrt{\frac{T_1 M Z}{\Delta P / P_1}}$
	阻塞流动	$\frac{\Delta P}{P_1} \geq F_K X_T$	$K_v = \frac{Q_N}{290P_1} \sqrt{\frac{T_1 N Z}{K X_T}} \quad \text{或} \quad K_v = \frac{Q_N}{258P_1} \sqrt{\frac{T_1 G Z}{K X_T}} \quad \text{或}$ $K_v = \frac{Q_N}{390P_1} \sqrt{\frac{T M Z}{K X_T}}$
蒸气	一般流动	$\frac{\Delta P}{P_1} < F_K X_T$	$K_v = \frac{G_s}{31.6Y} \sqrt{\frac{1}{\Delta P / P_1}} \quad \text{或} \quad K_v = \frac{G_s}{101P_1 Y} \sqrt{\frac{T_1 Z}{\Delta P / P_1}}$
	阻塞流动	$\frac{\Delta P}{P_1} \geq F_K X_T$	$K_v = \frac{G_s}{17.8Y} \sqrt{\frac{1}{K X_T P_1}} \quad \text{或} \quad K_v = \frac{G_s}{62P_1} \sqrt{\frac{T_1 Z}{K X_T M}}$
表中代号及单位	已经熟悉的代号	<p>QN: 气体标准状态下的流量 Nm<sup>3</sup>/hGS: 蒸气重量流量 kg/h</p> <p>rN: 气体标准状态下的重度 kg/Nm<sup>3</sup> T1: 入口绝对温度 K</p> <p>P1: 阀前绝压 100KpaP1: 入口蒸气重度 kg/m<sup>3</sup></p> <p>ΔP: 压差 100Kpa (若为过热蒸气时, 代入过热条件下的实际重度)</p> <p>G: 对空气的比重</p>	
	新引入的代号	<p>FK: 比热比系数 FK=K / 1.4Z: 压缩系数 (由比压力 P4 / PC 和比</p> <p>K: 气体的绝热指数温度 T1 / TC 查表得 PC 为临界压力 TC 为临界温度)</p> <p>XT: 临界压差比系数 XT=0.84FL</p> $Y = 1 - \frac{\Delta P / P_1}{3 F_K X_T}$ <p>Y: 膨胀系数</p> <p>(Y 的范围 0.667~1.0 ) M: 气体的分子量</p>	

## 6.2 公式比较计算实例



下面，举例看看原平均重度法、平均重度修正法、膨胀系数修正重度法在同样条件下的计算差别。

例已知二氧化碳  $Q_N=76000\text{Nm}^3/\text{h}$ ,  $r_N=1.977\text{kg}/\text{m}^3$ ,  $P_1=40\times 100\text{KPa}$  (绝压),  $P_2=22\times 100\text{KPa}$ ,  $t_1=50^\circ\text{C}$ , 选用双座阀, 求  $K_v$  值为多少? 解:

(1) 按原平均重度法计算:

$$\frac{\Delta P}{P_1} = \frac{18}{40} = 0.45 < 0.5$$

∴ 为一般流动,  $K_v$  值计算公式为:

$$K_v = \frac{Q_N \cdot \sqrt{r_N(273+t)}}{380 \cdot \sqrt{\Delta P(P_1 + P_2)}}$$
$$= \frac{76000}{380} \cdot \sqrt{\frac{1.977(273+50)}{18(40+22)}}$$

$$= 151.3$$

(2) 按平均重度修正法计算:

查表得  $FL=0.85$

$$0.5FL^2=0.5\times 0.85^2=0.36$$

$$\frac{\Delta P}{P_1} = 0.45 > 0.5FL^2$$

∴ 为阻塞流动,  $K_v$  值计算公式为:

$$K_v = \frac{Q_N \cdot \sqrt{r_N(273+t)}}{330 \cdot F_1 F_2}$$
$$= \frac{76000}{330} \cdot \frac{\sqrt{1.977(273+50)}}{40 \times 0.85}$$

$$= 171.2$$

(3) 按膨胀系数修正重度法计算:



查有关物理参数得:

$$K=1.3; PC=75.42 \times 100\text{KPa}; TC=304.2^\circ\text{C}。$$

根据 PC、TC 查图得  $Z=0.827$

流动状态差别

$$\therefore XT=0.84FL^2=0.84 \times 0.852=0.61$$

$$FK=K/1.4=1.3/1.4$$

## 三 不平衡力计算及校核

### 1 不平衡力和不平衡力距计算

#### 1.1 不平衡力和不平衡力距计算

流体通过调节阀时,受流体作用力影响,产生使阀芯上下移动的轴向力或使阀芯旋转的切向力。对于直行程的调节阀,轴向力影响信号与位移的关系,这一轴向力称为不平衡力,以  $f_t$  (任意位置时),  $F_t$  (关闭位置时) 表示。对角位移的调节阀,如蝶阀、偏心旋转阀等,影响其角位移的切向合力矩称为不平衡力矩,以  $M$  表示。

影响不平衡力(矩)的因素很多,主要是阀的结构型式、压差、流向因素。阀的结构型式中又包括阀的类型、节流形式、阀芯(塞)形状、阀芯正装或反装、阀杆直径与阀座直径大小等关系。

从调节阀不平衡力和许用压差计算公式表工作状态中,可以非常直观地看出对单座式调节阀,阀芯正装,流开型,阀关闭时的阀芯所受的不平衡力  $F_t$  为:


$$F_t = P_1 \frac{\pi}{4} d_g^2 - P_2 \frac{\pi}{4} (d_g^2 - d_s^2)$$

$$= \frac{\pi}{4} (d_g^2 \Delta P + d_s^2 P_2)$$

其它阀的不平衡力(距)的推导道理一样,是一个简单的受力计算

#### 1.2 常见调节阀不平衡力计算公式

常见的阀计算公式汇总在下表

调节阀	工作状态	不平衡力(力矩)计算公式
单座阀 角形阀		$F_t = \frac{\pi}{4} (d_g^2 \Delta P + d_s^2 P_2)$



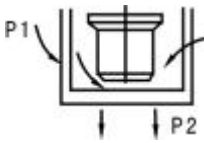
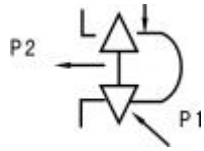
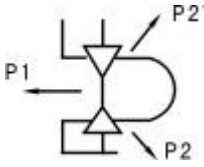


双座阀		$F_t = \frac{\pi}{4} [(d_{g1}^2 - d_{g2}^2) \Delta P - d_s^2 P_2]$
套筒阀		$F_t = \frac{\pi}{4} [(d_{g1}^2 - d_{g2}^2) \Delta P - d_s^2 P_2]$
三通 (合流)		$F_t = \frac{\pi}{4} [d_g^2 (P_1 - P_1') + d_s^2 P_1]$
三通 (分流)		$F_t = \frac{\pi}{4} (d_g^2 (P_2 - P_1) + d_s^2 P_2)$
隔膜		$F_t = \frac{\pi}{8} d_g^2 (P_1 + P_2)$
蝶阀		$M = \xi DN^2 \Delta P$ $\xi \text{ 为转矩系数}$

### 1.3 常见调节阀允许压差计算公式

常见的阀计算公式汇总在下表

调节阀	工作状态	允许压差计算公式 (P2≠0)
单座阀 角形阀		$P_1 - P_2 = \frac{F - F_0 - \frac{\pi}{4} d_s^2 P_2}{\frac{\pi}{4} d_g^2}$
双座阀		$P_1 - P_2 = \frac{F - F_0 + \frac{\pi}{4} d_s^2 P_2}{\frac{\pi}{4} (d_{g1}^2 - d_{g2}^2)}$



<p>套筒阀</p>		$P1-P2 = \frac{F - F_0 + \frac{\pi}{4} d_s^2 P_2}{\frac{\pi}{4} (d_{g1}^2 - d_{g2}^2)}$
<p>三通 (合流)</p>		$P1-P2 = \frac{\pm (F - F_0) - \frac{\pi}{4} d_s^2 P_1'}{\frac{\pi}{4} d_g^2}$
<p>三通 (分流)</p>		$P1-P2 = \frac{F - F_0 - \frac{\pi}{4} d_s^2 P_2}{\frac{\pi}{4} d_g^2}$
<p>隔膜</p>		$P1-P2 = \frac{F - F_0}{\frac{\pi}{8} d_g^2}$
<p>蝶阀</p>		$P1-P2 = \frac{M'}{DN^2 \left( \epsilon DN + J \cdot f \cdot \frac{d'}{2} \right)}$ <p>M' 为输出力矩, J 为推力系数, f 为摩擦系数</p>

## 2 输出力定义及计算

### 2.1 输出力的正确定义

首先我们引入几个符号： $f_t$  表示任意开度的不平衡力； $F_t$  表示阀关闭时的不平衡力；“-”

表示不平衡力的作用方向是将阀芯顶开的；“+”表示不平衡力的作用方向是将阀芯压闭的。

过去的定义是：执行机构用来克服不平衡力的力。这个定义有两个问题：

①调节阀任意开度都存在着不平衡力  $f_t$ ，这样，执行机构任意开度都有输出力克服  $F_t$ ，使阀信号压力与开度一一对应， $f_t$  变化不影响阀位。实际并非如此，只有带定位器时才有这种功能。

②克服“+”、“-”  $f_t$  问题没有区分，造成混为一体的模糊概念，导致计算错误。表现在现场时，就是有的阀关不死或打不开。

我们知道，“-”  $F_t$  对阀芯产生顶开趋势，所需执行机构的输出力应该是克服它顶开，并保证阀密封的力；“+”



$F_t$  对阀芯产生压闭趋势,所需输出力应该是保证阀启动并能走完全行程的力.于是,我们得出输出力的正确定义为:阀处关闭位置时,执行机构具有克服“-” $F_t$ ,以保证阀的密封,克服“+” $F_t$ ,以保证阀正常启动并能走完全行程的力,这种力称为执行机构输出力,以  $F$  表示。

## 2.2 气动薄膜执行机构输出力的正确计算

过去  $F$  计算, 没考虑  $F_t$  的不同作用方向, 笼统地按阀处在“-” $F_t$  情况来处理, 造成阀处在“+” $F_t$  的情况下工作时打不开等问题。下面分两种情况讨论。

### 1) “-” $F_t$ 时的 $F$ 计算

(1) 对气开阀, 执行机构的预紧力, 即  $P_0 \cdot A_e$ , 作用在阀芯上, 克服“-” $F_t$ , 以保证阀密封。故其  $F$  为:

$$F = P_0 \cdot A_e \quad (0 < P_0 \leq P_{\max} - P_r) \quad (18)$$

(2) 对气闭阀, 阀走完全行程, 即阀芯接触阀座之后, 再继续增加的力才作用在阀芯上克服“-” $F_t$ , 以保证阀的密封, 故其  $F$  为:

$$F = (P - P_r) \cdot A_e \quad (P_L < P \leq P_{\max}) \quad (19)$$

### 2) “+” $F_t$ 时的 $F$ 计算

“+” $F_t$  所需的输出力是将阀芯打开的力。阀关闭时, 阀芯受力为“+” $F_t$ , 阀一旦启动, 它随开度的增加而按  $f_t$  变化规律下降。由于阀从关至全开的弹簧张力变化为  $P_r A_e$ , 所以当  $F_t \geq P_r A_e$  时, 只要  $F_t$  下降  $P_r A_e$ , 则弹簧张力相应补偿  $P_r A_e$ , 阀靠  $F_t$  减小而启动至全开。这种阀一旦启动, 信号压力不变, 靠  $F_t$  减小而使阀突然打开一个范围, 就是我们常说“突然启跳”。当  $F_t < P_r A_e$  时, 小于部分则信号压力的正常改变使阀全开。

从上述讨论中可以看出: 当“+” $F_t \geq P_r A_e$  时, 只要保证阀启动就可保证阀全开, 不必在信号压力  $P$  中考虑阀全开而扣除  $P_r$ , 即“+” $F_t$  的  $F$  计算, 不考虑  $P_r$  的影响. 具体计算如下:

(1) 对气开阀, 首先是克服预紧力, 余下的执行机构作用力才能抵抗“+” $F_t$ , 把阀芯拉开, 故其  $F$  为:

$$F = (P - P_0) \cdot A_e \quad (P_0 < P \leq P_{\max}) \quad (20)$$

(2) 对气闭阀, 阀的启动是靠信号压力的减小, 靠弹簧张力把阀拉开。故静态时, 阀关闭到位时弹簧所具有的张力, 就是把阀启开的作用力, 即

$$F = P_L \cdot A_e \quad (P_r < P_L \leq P_{\max}) \quad (21)$$

### 3) 小结

通过上述分析, 还可得出如下有用的结论:

(1) “+” $F_t$  的  $F$  计算, 不扣除  $P_r$ , 所以比原笼统地按“-” $F_t$  计算要扣除  $P_r$  的输出力大得多, 否定了笼统地说气动薄膜执行机构输出力小的结论。如最大执行机构的  $A_e = 1600 \text{cm}^2$ ,  $F_{\max} = 2.5 \times 1600 = 4$  吨。通常, 它可比“-” $F_t$  条件下的  $F$  大 3~5 倍以上。

(2) 选用大的  $P_r$ , 即可提高稳定性, 又可提高“+” $F_t$  时气闭阀的输出力。

(3) 因“+”、“-” $F_t$  方向相反, 故所需输出力方向也相反。如气开阀, 对“-” $F_t$ , 增加  $F$  是调紧, 即增大  $P_0$ ; 对“+” $F_t$ , 增加  $F$  是调松, 即要减小  $P_0$ 。由于过去笼统地按“-” $F_t$  考虑, 因而造成阀在“+”





Ft 情况下工作时 F 正好是减小, 这就是“+”Ft 时有的阀关不死, 或打不开的原因所在.

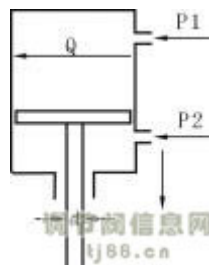
(4) 因“+”Ft 比“-”Ft 获得更大的 F, 故阀在“-”Ft 的情况下不能正常工作时, 可以通过改变流向的办法, 使阀在“+”Ft 的情况下工作, 使之克服不平衡力。

(5) 对两位型调节阀, 它只起开关作用. 因此, 应使之在“+”Ft 情况下工作 (通常为流闭型). 这样, 一方面它可获得比“-”Ft 大 3~5 倍以上的许用压差, 另一方面, “+”Ft 的作用是将阀芯压紧, 增加了阀芯对阀座的密封力, 提高了切断效果, 通常泄漏量可比“-”Ft 小 (80~90) %。

### 2.3 活塞执行机构的输出力

首先我们引入几个符号: ft 表示任意开度的不平衡力; Ft 表示阀关闭时的不平衡力; “-”活塞执行机构受力如图 3—1 所示. 从图可知其输出力为:

$$\pm F = \frac{\pi}{4} \eta D^2 (P_1 - P_2) \quad (22)$$



活塞受力图

式中: D——活塞直径 cm<sup>2</sup>;

η——气缸效率 (一般 η=0.8) ;

P1、P2——气缸两侧压力。

## 3 不平衡力校核

### 3.1 存在的问题

不平衡力校核是保证阀正常工作的不可缺少的计算环节. 然而, 在调节阀的计算中往往被忽视了, 许多设计院在调节阀的规格表或计算书上, 根本就没有阀关闭时的工作压差这一栏, 更谈不上计算、校核. 原来, 有的阀在现场工作时, 阀芯关不到位, 大多是该原因所致. 故此, 我们完全有必要讲讲不平衡力的校核问题。

### 3.2 不平衡力的校核

不平衡力的校核就是让执行机构的输出力 F 足够的大于介质的不平衡力 Ft、摩擦力和阀芯的重力等. 通常的办法就是将不平衡力 Ft 乘一个系数. 现在的问题就是此系数取多大, 原来的公式只取到了 1.2~1.3, 通过实验证明, 该系数取得过于保守, 经常造成阀的输出力不够, 不能有效的克服阀杆的摩擦力、阀芯导向处堵卡的摩擦力、阀动作不自如等. 正确的公式应为: F=(1.5~2) Ft 式中, 对四氟填料和干净介质可取系数为 1.5, 对石墨填料和不干净介质应取系数 2. 值得再一提的是对高温高压阀、关键场合用的阀门, 上述系数还应取 2~3 以确保阀动作的可靠性。

### 3.3 许用压差表

为了简化计算, 生产厂根据工作条件对常用阀门计算出允许压差[ΔP](列在选型样本或说明书上), 现对阀的校核变成允许压差的校核, 即工作压差小于允许压差[ΔP]:

$$\text{即: } \Delta P < [\Delta P]$$

但是, 为了可靠起见, 笔者还是建议作认真的计算. 如果计算有困难, 建议将阀关闭时的工作压差告诉生产



厂,由生产厂进行计算校核(包括选定弹簧范围等)。我们还建议,设计院的计算书、调节阀的规格书上应增加调节阀关闭时的最大压差一栏。这是因为,至目前为止,一半的规格书上没有阀关闭时的最大工作压力,使生产厂想校核也无从着手;也有的工厂不管此问题,认为计算是设计院的事,这样往往把问题留给了用户,当开车时,才发现阀推力不够,阀关不严或打不开、动作不自如,再来做被动的处理。

### 3.4 不平衡力计算与校核的简化

为了方便用户,只需将阀关闭时的工作压差告诉生产厂,由生厂进行计算校核,提供满足上述阀关闭时的工作压差的阀即可。此简化只是给用户方便,不是不计算。

## 4 执行机构的校核

### 4.1 执行机构刚度

执行机构抵抗负荷变化对行程影响的能力称为执行机构的刚度,也等于弹簧刚度。气动执行机构的刚度表达式为:

$$B = K = \frac{\Delta F_t}{\Delta L} = \frac{Pr \cdot Ae}{L}$$

式中: B、K——执行机构、弹簧的刚度;  
 $\Delta F_t$ 、 $\Delta L$ ——不平衡力,推杆位移的变化量。

从式中,可得出如下推论:

- (1) 刚度越大,在相同 $\Delta F_t$ 变化下,推杆位移变化量 $\Delta L$ 越小,阀越稳定;反之亦然。
- (2)  $B \propto Pr$ , 弹簧范围越大,刚度越大,阀越稳定。故阀易产生振荡时,应选 Pr 大的弹簧。

### 4.2 调节阀的稳定性

调节阀的稳定性与阀关闭时的不平衡力  $F_t$  对阀的作用方向有关。当  $F_t$  的作用方向是将阀芯顶开时(即“ $-$ ”  $F_t$ ),调节阀就稳定;反之, $F_t$  的作用方向是将阀芯压闭时(即“ $+$ ”  $F_t$ ),阀的稳定性就差——即容易产生振荡。调节阀在现场通常产生振荡就是此原因所致。解决振荡的办法就是改变阀的流向,把“ $+$ ”  $F_t$  变成了“ $-$ ”  $F_t$ ,调节阀的振荡就消除了。为什么“ $-$ ”  $F_t$  阀稳定性好,而“ $+$ ”  $F_t$  的稳定性差,产生振荡呢?从下面的分析就清楚了。对“ $-$ ”  $F_t$ :当干扰使阀增加一个“ $\Delta F_t$ ”时,阀被顶开,阀芯被顶开压差就下降,“ $\Delta F_t$ ”就自动消失。由此看出,由于它能自动排除干扰,所以阀稳定。对“ $+$ ”  $F_t$ :当干扰使阀增加一个“ $\Delta F_t$ ”时,阀芯被压闭,使阀的压差增加,“ $\Delta F_t$ ”再进一步地增大,又进一步地压闭阀芯,压差再增加,“ $\Delta F_t$ ”再增加,这样就破坏了原平衡状态,阀芯在干扰作用下,不能自动消除它,反而使得放大,迫使阀芯作浮上浮下运动,这就是我们所说的调节阀的振荡。

### 4.3 调节阀稳定性的校核

在对“ $+$ ”  $F_t$  工作时,阀的稳定性差。在什么条件下才认为是稳定的呢?它与阀的刚度有关,最终的结果是(推导略):

$$\text{稳定的条件: } “+” F_t < \frac{1}{3} Pr Ae$$

$$\text{不稳定的条件: } “+” F_t \geq \frac{1}{3} Pr Ae$$

### 4.4 调节阀不稳定(振荡)的克服

从上述看出“ $+$ ”  $F_t$  稳定性差,“ $-$ ”  $F_t$  稳定性好,通常阀产生振荡都是在“ $+$ ”  $F_t$  下工作造成的。遇到此现象,首先分



析受力和流向,若为“+”Ft 工作,只需将阀改变流向安装即可,从根本上消除上述问题;若不能改变流向,则必须增大弹簧范围,如  $Pr=20\sim 100\text{KPa}$  改为  $Pr=40\sim 200\text{KPa}$  等。

## 四 调节阀结构

### 1 调节阀的构成

国际电工委员会 IEC 对调节阀(国外称控制阀 Control Valve)的定义为:“工业过程控制系统中由动力操作的装置形成的终端元件,它包括一个阀体部件,内部有一个改变过程流体流率的组件,阀体部件又与一个或多个执行机构相连接。执行机构用来响应控制元件送来的信号。”可见,调节阀是由执行机构和阀体部件两部分组成,即

调节阀=执行机构+阀体部件

其中,执行机构是调节阀的推动装置,它按信号压力的大小产生相应的推力,使推杆产生相应的位移,从而带动调节阀的阀芯动作;阀体部件是调节阀的调节部份,它直接与介质接触,通过执行机构推杆的位移,改变调节阀的节流面积,达到调节的目的。

调节阀按其能源方式不同主要分为气动调节阀、电动调节阀、液动调节阀三大类。它们的差别在于所配的执行机构上。前者配的是气动执行机构,中间一种配的是电动执行机构,后者配的是液动执行机构。

目前,国内将不带阀的电动执行机构称为电动执行器,这个习惯的称法有待纠正。

### 2 气动薄膜执行机构

#### 2.1 老式气动薄膜执行机构

该执行机构是一种过去应用最广的执行机构。它通常接受  $20\sim 100\text{KPa}$  的标准信号压力,具有结构简单、动作可靠、维修方便、价格低廉等优点。该执行机构分为正、反作用两种形式,见图 4—1。国产型号 ZMA 型(正作用)与 ZMB 型(反作用),其含义为:Z—执行器大类;M—气动薄膜型式;A—正作用;B—反作用。

当信号压力增加时,推杆向下动作的叫正作用式执行机构;反之,信号压力增加时,推杆向上动作的叫反作用式执行机构,在结构上,正、反作用执行机构基本相同,均由膜盖、波纹膜片、推杆部件、弹簧、支架等组成,在正作用式的结构上加上垫块,更换个别零件,即可变为反作用式。

它们的作用原理是:当调节器或定位器的输出信号  $P$  输入薄膜气室后,信号压力在薄膜上产生推力,使推杆部件移动,并压缩弹簧,直至弹簧的反作用力与信号压力在薄膜上产生的推力相平衡为止。这时推杆的移动,就是气动薄膜执行机构的位移,也称行程,用  $l$  表示,全行程用  $L$  表示。

输入信号压力  $P$  与执行机构的输出行程成线性关系。令执行机构正好启动时的信号压力为  $P_0$ ,全行程处的信号压力为  $P_L$ ,则  $P_0\sim P_L$  为执行机构走完全行程所需要的信号压力,亦称为弹簧范围,以  $Pr$  表示,见图 4—2。启动信号压力  $P_0$  可以通过调节件调整,使  $Pr$  前后移动,可增加对气开阀,气闭阀所需要的输出力,以提高许用压差。

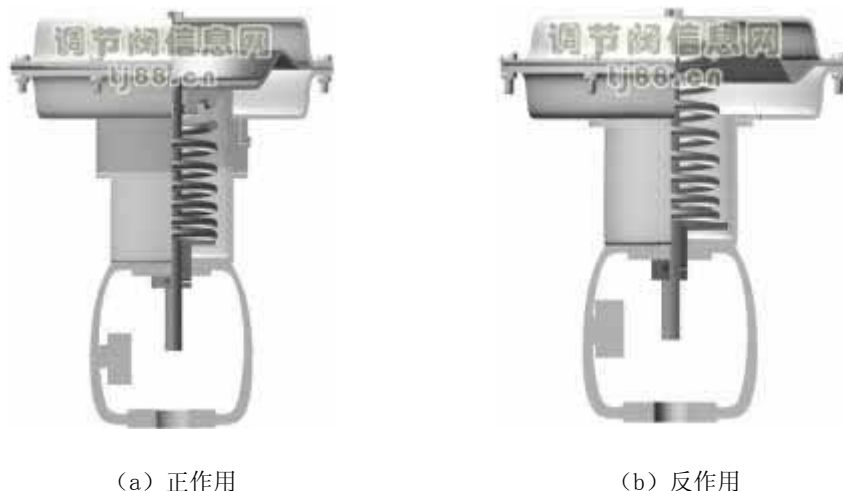


图 4-1 老式气动薄膜执行机构

该类执行机构中的关键零件是波纹膜片和弹簧。膜片由丁腈橡胶-26, 中间夹锦纶-6 的 32 支丝织物制成。由于橡胶类零件有一定的温度使用范围, 所以规定了调节阀的环境温度为  $-30^{\circ}\text{C} \sim +60^{\circ}\text{C}$ 。弹簧是执行机构质量好坏的关键零件, 在全行程范围内, 弹簧刚度应保持不变, 才能保证执行机构的线性度。

老式薄膜执行机构主要参数见表 4-1。

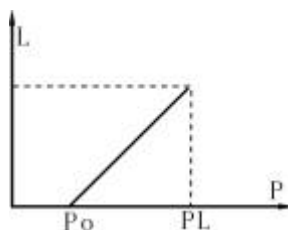


图 4-2 位移特性

表 4-1

执行机构	ZM□-1	ZM□-2	ZM□-3	ZM□-4	ZM□-5	ZM□-6
有效面积 $\text{cm}^2$	200	280	400	630	1000	1600
推杆行程 mm	10	10, 16	16, 25	25, 40	40, 60	60, 100
弹簧范围 KPa	20~100、20~80、50~130、80~160、60~180、130~210					
气源压力 KPa	140~250					

## 2.2 精小型气动薄膜执行机构

它主要针对老式薄膜执行机构笨重和反作用可靠性差的问题而设计的。在减少重量和高度方面它将老结构的单弹簧改为多弹簧, 并将弹簧直接置于上下膜盖内, 使支架大大地减小减轻; 在可靠性方面, 将反作用的老式执行机构的深波纹滚动膜片改成“0”型圈密封; 老式结构中的推杆没有导向动作的平稳性差, 而精小型执行机构增加了导向。

归纳起来, 精小型执行机构具有可靠性高、外形小、重量轻的特点。其结构见 4-3 图; 其型号: 正作



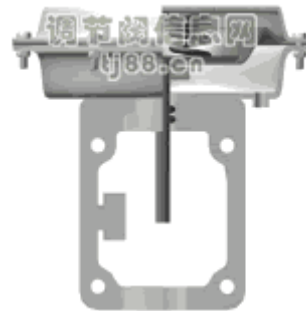
用 ZHA、反作用 ZHB；其参数见表 4-2。

表 4-2

型号		ZHA/B-11	ZHA/B-22	ZHA/B-23	ZHA/B-34	ZHA/B-45
行程		10	10, 16	16, 25	40	40, 60
有效面积 cm <sup>2</sup>		200	350	350	560	900
弹簧范围 KPa		20~100	20~80	50~130	80~160	130~210
气源压力 KPa		140250				
重量比较 Kg	精小型	/	20	21	35	70
	老结构 ZMA/ZMB	/	25/28	30/50	49/58	95/115
	新比老结构下降%	/	22/29	30/40	29/43	26/39



(a) 正作用



(b) 反作用

图 4-3 精小型气动薄膜执行机构

### 2.3 薄膜执行机构的优缺点

优点：结构简单、可靠。

缺点：①膜片承受的压力较低，最大膜室压力不能超过 250KPa，加上弹簧要抵消绝大部分的压力，余下的输出力就很小了。②为了提高输出力，通常作法就是增大尺寸，使得执行机构的尺寸和重量变得很大；另一方面，工厂的气源通常是 500~700KPa，它只用到了 250KPa，气压没充分利用，这是不可取的，活塞执行机构解决了此问题。

### 3 气动活塞执行机构

为了充分用足工厂的气源压力来提高执行机构的输出力、减少其重量和尺寸，便产生了活塞执行机构。由于受到传统应用的影响，活塞执行机构的应用都局限于大推力上，故使用的场合较少。这是因为过去的定位器气源压力为 140~250KPa，而 700KPa 气源的定位器的可靠性较差。如今，这一问题已不存在，定位器 700KPa 以上的气压都可用一台定位器来实现。换言之，现在的定位器，既可用于 140~250KPa 场合，又可用于 700KPa 的场合，这样一来，我们就应该改变传统的习惯作法——选用 700KPa 的气源定位器，配活塞执行机构去代替气动薄膜执行机构，使气动调节阀的尺寸和重量进一步下降。所以可以预言，气动活塞调节阀的应用会越来越广泛。

#### 3.1 直行程活塞执行机构



它主要用于配直行程的调节阀，它分为有弹簧式和无弹簧式两种，其结构图见 4—4。

### 1) 无弹簧活塞执行机构

- (1) 用于故障下要求阀保位的场合；
- (2) 用于大口径阀要求执行机构推力特别大的场合
- (3) 对两位阀配用二位五通电磁阀；对调节型的阀配用双作用式阀门定位器。

### 2) 有弹簧式活塞执行机构

大多数场合使用有弹簧的活塞执行机构，其特点是：①在故障情况下，通过弹簧进行复位，实现故障开或故障关功能；②可以抵抗不平衡力的变化，增加执行机构的刚度，提高调节阀的稳定性。它的缺点是：①弹簧会抵消一部分输出力；②气缸内设弹簧，增加了气缸的长度和重量。



(a) 无弹簧型



(b) 有弹簧型

图 4-4 单层活塞执行机构

### 3) 双层活塞执行机构

为了进一步提高活塞执行机构的输出力，活塞执行机构可设计为双层式，输出力可提高约一倍，主要用于大压差、大口径、输出力要求特别大的场合。其结构见图 4—5。



(a) 无弹簧型



(b) 有弹簧型

图 4-5 双层活塞执行机构

### 3.2 角行程活塞执行机构

角行程的活塞执行机构主要用于角行程类的调节阀，按气缸的安装方向，分为立式气缸和卧式气缸两种。按活塞的推杆驱动输出轴转动的结构，常用的有：①曲柄连杆式；②齿轮齿条式；③活塞螺旋式。

## 1) 立式曲柄连杆活塞执行机构

它最常见的是用于蝶阀,其结构见图 4-6。它是最老式、陈旧的结构,其主要存在的问题:①曲柄连杆转动为滑动摩擦,不仅间隙大,而且摩擦力特别大、造成执行机构的回差大、动作不灵敏,常常使有效输出力矩损失约 30%左右;②尺寸大、笨重,与现在追求调节阀为轻型化和高可靠的要求不相适应,故建议不选用。

## 2) 卧式曲柄连杆活塞执行机构



图 4-6 立式曲柄连杆活塞执行机构

它的典型结构见图 4-7,其存在的问题同 1),也是属淘汰的对象。然而,现在许多场合,如偏心旋转阀、球阀还在大量使用。显而易见,应该用更小型的、更可靠的活塞执行机构去取代它。

## 3) 卧式齿轮齿条活塞执行机构

它的结构见图 4-8 所示。它有如下特点:①齿轮齿条转动方式克服滑动摩擦,它比曲柄连杆的滑动摩擦方式的摩擦力小得多,同口径可提高效率 20%;②齿轮齿条转动均匀,转动间隙小,因此运动自如、回差小;③很容易设计成双活塞式,使其输出力矩提高一倍;反过来,当输出力矩一定时,就可获得更小尺寸的执行机构,使重量和尺寸得到大幅度的减小;④非常容易实现与阀直接相连,又简化了阀的连接方式,并使所配阀的外形更加匀称、美观、小型。



图 4-7 卧式曲柄连杆活塞执行机构

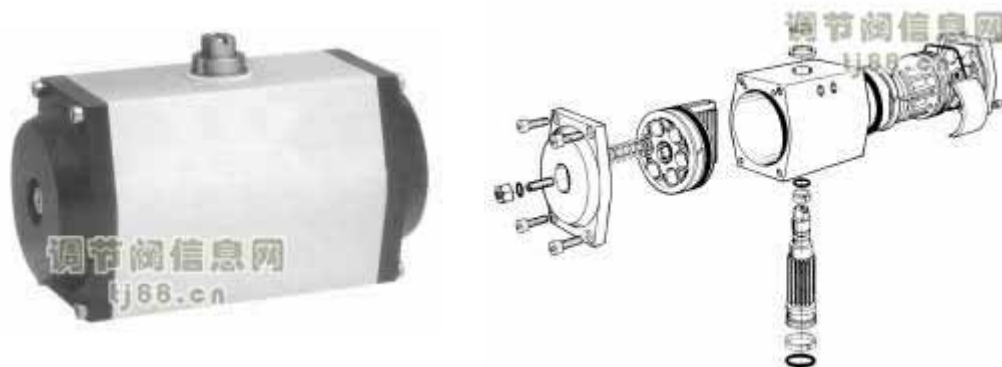


图 4-8 卧式齿轮齿条活塞执行机构

#### 4) 立式螺旋式活塞执行机构

卧式活塞执行机构横向尺寸较大, 对于一些特殊场合, 横向安装尺寸受限, 如国产化时原来的阀要更换下来, 它的前后左右尺寸都受到了限制, 只能向上方空间发展, 此时, 卧式的执行机构就不能用了, 只能配立式执行机构, 见图 4-9. 气缸内开有螺旋槽的活塞直接带动输出轴转动, 具有尺寸小、重量轻的特点. 但它比卧式齿轮齿条活塞执行机构的可靠性差、有效输出力矩小, 所以除在不得已的情况下选用此执行机构外, 我们还是建议选用卧式齿轮齿条活塞执行机构。



图 4-9 立式螺旋式活塞执行机构

#### 5) 建议性意见

(1) 直行程的调节阀, 如单座阀、双座阀、套筒阀, 建议选用立式直行程活塞执行机构去代替气动薄膜执行机构, 它不仅减小尺寸, 还有效地利用 500kPa 的气源来提高输出力、提高阀的刚度 (如加粗阀杆、加大弹簧等)。

(2) 对角行程类的调节阀, 应选用卧式齿轮齿条活塞执行机构, 最典型的是蝶阀, 所配气动薄膜执行机构或立式活塞曲柄连杆的驱动方式都应淘汰, 配用卧式齿轮齿条活塞执行机构。

这样, 不仅提高了动作的可靠性和精度, 且外形尺寸大大减小, 外形也更加美观; 其次是偏心阀、球阀, 也应将原来的老式曲柄连杆结构淘汰, 由卧式的齿轮齿条活塞执行机构来代替。一个典型的阀改进的例子见图 4-10。





(a) 老式活塞蝶阀



(b) 新型小型蝶阀

图 4-10 老式和新式连接方式对照

## 4 电动执行机构

由于老式电动执行机构可靠性差,因此选用较少,不得已只好采用“气动阀+电气阀门定位器+气源”的复杂组合方式,其目的就是绕开电动执行机构。通过近二十年电动执行机构的发展,尤其是近十年电子式执行机构的问世,它可靠性高、重量轻、外观美,所以其应用迅猛发展,大有取代“气动阀+电气阀门定位器+气源”之势,我们不得不对电动执行机构另眼相看了。

### 4.1 DKZ 直行程电动执行机构

它是七十年代设计的老产品,其结构见图 4-11。它可配用 DFD 电动操作器实现系统的手动、自动的无干扰切换、中途限位、远程控制等。DKZ 执行机构分为普通型和隔爆型两种,其推力范围是 40~1600kgf,行程是 10—100mm。

主要存在的问题是:

- ①可靠性差;
- ②伺服放大器与执行机构分开安装,使用不方便;
- ③笨重,最小规格的 DKZ-1100 重达 38kg,最大规格 DKZ-5600 重量高达 150kg;
- ④外形尺寸大,需占据较大的安装空间。如此看来,DKZ 的应用将会越来越少。



图 4-11 DKZ 电动执行机构

### 4.2 DKJ 角行程电动执行机构



它与 DKZ 同属七十年代设计的产品，其特点与 DKZ 一致，只是输出的是角行程，用于角行程类调节阀。其结构见图 4-12。

它的缺点除与 DKZ 一致外，另有两个缺点：

- ①无防爆结构；
- ②需另设置一个角铁零件再与阀连接，这种连接方式笨重、落后又复杂，属淘汰品种。



图 4-12 DKJ 电动执行机构

#### 4.3 S 系列(SKZ、SKJ)电动执行机构

为解决上述 DKZ、DKJ 存在的问题，在 80 年代对它们进行了改进型设计，原 DKZ 改进后为 SKZ，原 DKJ 改进后为 SKJ。其结构分别见图 4-13、4-14。

改进后的优点为：

- ①将 DKZ 顶置位阀改在了侧面；使高度有所降低；
- ②顶置的手轮也改在侧面了，降低了高度，方便了手动操作；
- ③在可靠性方面作了一定的改进；
- ④较 DKZ、DKJ 减轻 30%（普通型）、防爆型减轻 20%；
- ⑤角行程执行机构增加了直连式连接方式。

但仍存在的问题有：它仍然局限在老式的 DKZ、DKJ 的基础上的改进，没有得到根本性的突破，如可靠性问题、重量问题、外观问题、伺放另外安装问题等，较好地解决这些问题，还是下述的电子式执行机构。



图 4-13 SKZ 直行程电动执行机构



图 4-14 SKJ 角行程电动执行机构

## 4.4 电子式电动执行机构

它于 80 年代问世,在 90 年代日趋完善,应用在国外越来越普及。非常遗憾的是,国内却没有这样的产品,除国内引进日本工装的电子式执行机构外,主要还是靠进口或国内代销,国内的厂家还在生产 DKZ、DKJ 及 S 系列,可见,执行机构与国外有十年的差距。好在进口执行机构的价格还算能够接受,与“气动阀+进口阀门定位器”的价格不相上下。为此,一方面,我们呼吁应尽量选用高可靠、高性能、超轻型的电子式执行器,同时,我们也呼吁国内厂家尽快研制出中国自己的产品(国内的厂家和研究所也正在努力)。作者近十年在调节阀的研究上下了很大的功夫,认为在目前的情况下,进口电子式执行机构配国产的阀是当前调节阀的首选。

在后面第六篇将详细地介绍了日本工装、日本光荣、西德 PS 公司生产的电子式电动执行机构以及国产的电子式电动执行机构。

电子式电动执行机构有如下特点:

- (1) 可靠性高,好的进口执行机构可以在 5~10 年内免维修,这是最突出的特点;
- (2) 执行机构、伺服放大器一体化,其伺服放大器小到如烟盒大小,它不仅尺寸小,而且调整方便,功能齐全;
- (3) 超小超轻,轻到了 3~5kg,而国内的 DKZ、DKJ 最轻也达 30 多公斤;
- (4) 外观美.这种电子式执行机构通常是两种形状,一种圆柱型,最小的形状尺寸约为  $\Phi 130 \times 150\text{mm}$ ,大规格的也不过如生活中的“高压锅”般大小;另一种是长方形,小规格的形如“小饭盒”般大小,它们与阀相匹配,使整个阀十分匀称。
- (5) 多功能。具有自诊断系统、状态切换、信号任意切换、行程任意选定、带过载保护、带过热保护、带阀位反馈等,这些都是老式电动执行机构无法相比的;
- (6) 调整方便。手动操作简单方便(不需手柄推进拉出)、调整方便、接线方便、伺服放大器一体化,不需考虑伺服放大器的另外安装;
- (7) 性能价格比优越,这也是它被大量使用的又一主要因素。

## 5 阀盖与填料

### 5.1 上阀盖型式

调节阀的上阀盖位于执行机构与阀体之间,其作用是使填料函中的聚四氟乙烯填料在一定的温度范围内正常工作而保证密封性能,它有以下三种常见结构,如图 4-15(a)、(b)、(c)。

普通型:使用工作温度为:铸铁-20~+200℃;铸钢-40~+250℃;



散热型：使用工作温度为：碳钢 $-40\sim+450^{\circ}\text{C}$ ；不锈钢 $-60\sim+450^{\circ}\text{C}$ ；

长颈型：使用工作温度为： $-60\sim+200^{\circ}\text{C}$ 。

散热型一般采用聚四氟乙烯填料。当采用新型的柔性石墨填料时，由于它可直接在 $600^{\circ}\text{C}$ 高温以下工作，因此，在高温场合也可用普通型上阀盖。对有毒、易挥发或贵重流体介质场合，为避免泄漏，设计为波纹管密封型，它把阀介质隔绝在波纹管内侧而减少外漏，如图4-15(d)所示。

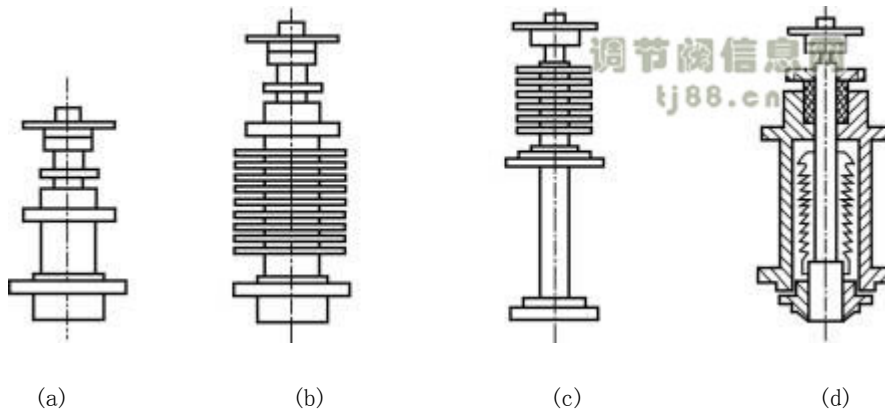


图 4-15 上阀盖类型

## 5.2 填料

调节阀的填料装于上阀盖填料室内，其作用是防止介质因阀杆移动而向外泄漏。最常用的填料是由聚四氟乙烯制成。它具有摩擦系数小、密封性能好和耐腐蚀性能好等优点，但耐温差、寿命较短。其形状见4-16。

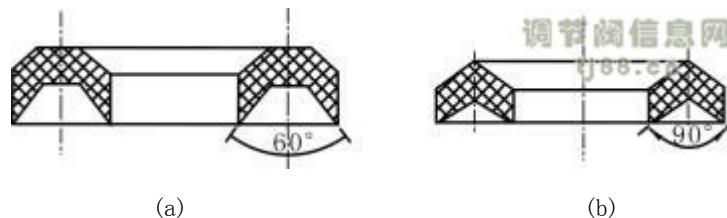


图 4-16 聚四氟乙烯

现在柔性石墨填料的应用越来越广泛。石墨填料是70年代初国外研制的新型填料，我国在70年代中期开始研制并用于调节阀中。石墨填料具有密封性和自润滑性好、耐腐、耐高低温、温度变化影响小等特点，它的应用将会越来越普遍。

石墨填料需要较大的压紧力，因此对阀杆摩擦力较大，一般要带阀门定位器或气动放大器才能工作。石墨填料工作温度为 $-200\sim+600^{\circ}\text{C}$ ，可以直接在高温介质中工作，无需带散热片。它一方面减小了外形尺寸，同时经济性也好。

## 6 调节阀主要阀型及结构特点

至目前为止，共产生了十个大类的调节阀，在第一篇的“调节阀的发展过程”中作了综述。下面着重介绍这十大类的结构和特点，重点说明使用中的优缺点及其原因，以及使用中注意的问题。

### 6.1 直通单座调节阀 6.6 隔膜阀



- 6.2 直通双座调节阀 6.7 蝶阀
- 6.3 套筒阀 6.8 球阀
- 6.4 角形阀 6.9 偏心旋转阀
- 6.5 三通阀 6.10 多功能超轻型调节阀
- 6.1 直通单座阀

## 1) 结构与使用特点

阀体内只有一个阀芯和阀座，见图 4-17。DN≥25 时，阀芯为双导向（现在的精小型单座阀已改为单导向）；DN≤20 的，阀芯为单导向。该阀产生于四十年代，六十年代国内联合设计，属六十年代水平的产品，其使用特点如下：

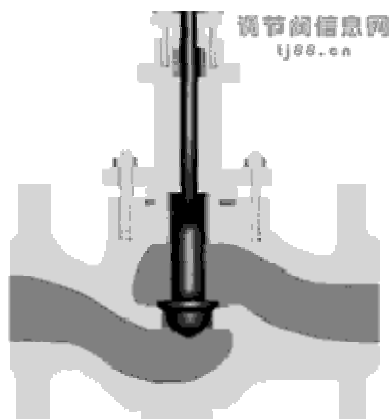


图 4-17

(1) 由于只有一个阀芯，容易保证密封，泄漏量小，但不能完全切断，其标准泄漏量为 0.01%KV，因此适用于泄漏量要求小的场合。当进一步设计后，可作为切断阀使用。

(2) 正因为只有一个阀芯，压差对阀芯产生的不平衡推力大。设阀前压力为 P1，阀后压力为 P2，阀杆直径为 ds，阀座直径为 dg，见图 4-17 中的 (b)，则往上的推力为  $0.25 \pi dg^2 P1$ ，往下的推力为  $0.25 \pi (dg^2 - ds^2) P2$ 。不平衡力是：

$$\begin{aligned} F_t &= 0.25 \pi dg^2 P1 - 0.25 \pi (dg^2 - ds^2) P2 \\ &= 0.25 \pi (dg^2 \Delta P + ds^2 P2) \end{aligned}$$

由公式可知，口径越大，上推的不平衡力越大，所以，允许压差  $\Delta P$  越小，因此直通单座调节阀仅适用于  $\Delta P$  小的场合，否则必须选用推力大的执行机构，或配用阀门定位器。但口径较小时，因  $\Delta P$  作用面积小，也可用于大压差场合。

(3) 因阀体流路较复杂，加之导向处易被固体卡住，不适用于高粘度、悬浮液、含固体颗粒等易沉淀、易堵塞的场合。

(4) 太笨重。



## 2) 使用须知

该阀主要优点一个：泄漏小；主要缺点三个：允许压差小、易堵卡、太笨重。因此，它仅适用于泄漏要求较严，压差不大的干净介质场合；反过来讲，不干净介质、压差较大时不能用。取代它的产品是精小型单座阀（重量、高度下降 30%）和全功能超轻型调节阀（泄漏小、压差大、不干净介质场合可用，且重量约轻 70%，尤其  $DN \geq 65$  时效果更明显）。

### 6.2 直通双座阀

#### 1) 结构与使用特点

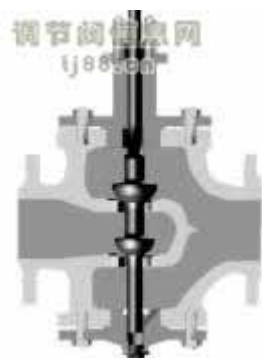


图 4-18

直通双座调节阀阀体部件的结构如图 4-18 所示。阀体内有两个阀座、阀芯，阀芯为双导向。该阀产生于四十年代，六十年代国内联合设计，属六十年代水平的产品。它使用特点如下：

(1) 由于流体压力作用在两个阀芯上，不平衡力相互抵消许多，因此允许压差大。这种能互相抵消许多不平衡力的结构为平衡式结构。

(2) 在关闭时，因存在着加工误差，阀芯与阀座的两个密封面不能同时密封，因此，泄漏量比单座阀大十倍到上百倍；同时，温度变化时泄漏量也会增大，这是它的突出的缺点，所以不能用在工艺要求泄漏小的场合。

(3) 因阀体流路较复杂，加之上下导向处易被固体颗粒卡住，不适用于高粘度、悬浮液、含固体颗粒等易沉淀、易堵塞场合。

(4) 太笨重。

## 2) 使用须知

该阀主要优点一个：允许压差大；主要缺点三个：泄漏大、易堵卡、太笨重。因此，它仅适用于泄漏要求不严、压差较大的干净介质场合。反过来讲，不干净介质、泄漏要求较严时不能使用。取代它的产品是精小型套筒阀（重量、高度下降 30%）和全功能超轻型调节阀（泄漏小、压差大、不干净介质均可使用，且重量约轻 70%，尤其是  $DN \geq 65$  时效果更明显）。

#### 1) 结构与使用特点

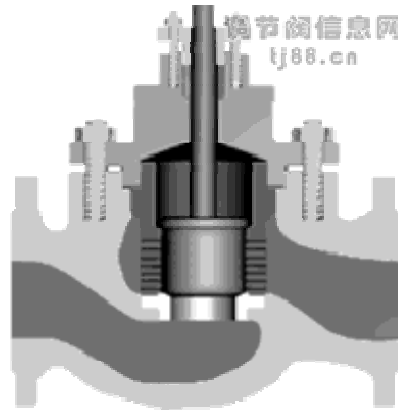


图 4-19

套筒阀是六十年代发展起来的新品种，具有七十年代水平。它由套筒阀塞节流代替单、双座阀的阀芯、阀座节流，其结构如图 4-19 所示。它有如下使用特点：

(1) 阀的稳定性好。由于套筒阀的阀塞设有平衡孔，可以减少介质作用在阀塞上的不平衡力，加上足够的阀塞导向，因此不易引起阀芯的振荡。

(2) 套筒提供的节流窗口有开大窗口和打小孔（喷射型）两种，后者有降低噪音，减小共振的功能。进一步改进，即可成为专门的低噪音阀。

(3) 阀的泄漏大，因为是双密封结构（道理同双座阀）。

(4) 也因为双密封结构，故许用压差大。

(5) 维修方便。套筒通过上阀盖被压紧在阀体上，不象单、双座阀那样，阀座是通过螺纹与阀体连接的，因此拆装简便。

(6) 它由阀塞自身导向，加上流路复杂，更容易堵卡。

(7) 太笨重。

## 2) 使用须知

该阀的主要优点二个：允许压差大、稳定性好；主要缺点三个：泄漏大、易堵卡、笨重。因此，它同双座阀一样，通常仅用于泄漏要求不严、压差较大的干净介质场合；反过来讲，不干净介质、泄漏要求较严时不能选用。取代它的产品是全能超轻型调节阀（泄漏小、压差大、不干净介质均可用，且重量下降 70~80%），尤其是  $DN \geq 50$  时效果更明显。

## 6.4 角形阀

### 1) 结构与使用特点



图 4-20

将直通的阀体改为角形（相当于一个弯头）阀体，单座阀就变成了角形阀，见图 4-20。该产品也是六十年代国内联合设计的产品，其节流、受力形式完全同单座阀，它除了保留单座阀泄漏小、许用压差小的特点外，同时还有如下特点：

- (1) 流路简单，具有“自洁”性能，可适用于不干净介质场合，还可进一步改进为防堵角阀。
- (2) 流阻小，具有双座阀的流量系数（比单座阀大）。
- (3) 需要角形连接的场合。
- (4) 阀体易于锻造毛坯，所以高压阀通常采用角形阀。

## 2) 使用须知

通常仅用于角形安装的场合，如果为使防堵更好，可用全功能超轻型阀（防堵性能最好、重量轻 60% 左右）取代它。

## 6.5 三通阀



(a) X 型结构



(b) Q 型结构

图 4-20





三通阀有 3 个出入口与管道相连, 相当于两台单座阀合成一体. 按作用方式分为合流阀和分流阀图 4-20 两种, 它有如下特点:

- (1) 三通阀工作时, 一个通路处全关, 另一个通路全开位置, 关闭时受力与单座阀相似.
- (2) 三通阀是由单、双座阀改型而成, 并利用阀芯自身导向, 更换气开气闭时, 必须更换执行机构.
- (3) 由于小口径不平衡力小, 当  $D_g \leq 80$  时, 合流阀可用于分流场合。
- (4) 三通阀阀芯与套筒阀的套筒一样, 其节流面积有开大窗口和打小孔 (喷射型) 两种, 后者有降低噪音, 减小共振的功能。

## 6.6 隔膜阀

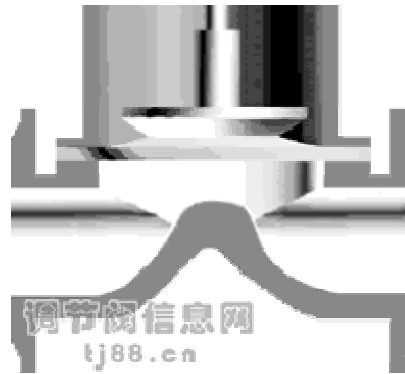


图 4-22

- (1) 软的橡胶隔膜阀能切断介质做到不漏。
- (2) 因橡胶有一定的耐蚀性, 在 60 年代前, 还没有更好的耐腐蚀材质, 它通常又被当作耐腐蚀材料来推广应用, 甚至还延续到今天。
- (3) 流路简单, 有“自洁”作用, 可用于不干净介质。
- (4) 开特性, 但作为耐腐蚀调节阀用时, 只好用快开特性的前部分, 其有效行程短, 调节品质差。
- (5) 尤如一个疲劳试验件, 强迫它上下折叠, 容易破坏, 因为隔膜是一个不可靠的零件, 导致阀寿命较短, 这是致命缺点。正由于此, 作者近几年都在强调: 应该淘汰隔膜阀, 用球阀、全功能超轻型阀取而代之。
- (6) 关闭时, 介质作用力把膜片往上顶, 不平衡力较大, 需要较大的执行机构推力, 因此, 必须选用特别大的又笨又重的执行机构, 使阀重量变得非常笨重, 是球阀的 2 倍, 是全功能超轻型阀的 3—4 倍。
- (7) 尤其需要强调的是: 耐腐蚀材质越来越多, 尤其是 80 年代末衬氟塑料工艺得以解决, 衬氟球阀问世。由于氟塑料比橡胶耐腐蚀、耐温, 而球阀的球芯又远比隔膜阀隔膜的刚度强十倍百倍, 所以建议在腐蚀介质的切断和调节场合, 尽量不选用隔膜阀, 选用耐腐蚀衬氟球阀、蝶阀和全四氟单座阀。不妨举一个例子说



明：在水处理系统中，脱盐水装置上使用的阀，10年前，无论是国外还是国内装置，都选用了衬氟塑料的隔膜阀，其使用寿命长则一年左右，短则3~6个月，因此，不断地在更换隔膜。后选用我们推荐的水处理专用球阀后，此问题被很好地解决了，寿命长达7~8年，一般也能用到3~5年。

## 6.7 蝶阀

### 1) 结构及使用特点

蝶阀相当于切下一段管道来做阀体，中间阀板节流，结构见图4-23。它突出的特点表现在：



图 4-23

- (1) 阀大致分为普通蝶阀、椭圆蝶阀和高性能蝶阀。
- (2) 具有体积小、重量轻，特别适应于大口径的场合。
- (3) 有较好的近似对数流量特性，调节性能好。因其阀体又兼阀座功能，能很好地利用节流的冲刷有效地对阀体内壁进行冲洗，又带来较好的“自洁”性能。
- (4) 最适用于大口径、大流量、低压力、不干净介质的场合。随着工艺参数的强化，口径的不断增大，蝶阀的应用将越来越广泛。

### 2) 使用须知

该阀有重量轻、体积小、防堵的优点外，其缺点就是泄漏大，只能用于压力小的场合。为减小其泄漏量，便有了椭圆蝶阀，较普通蝶阀泄漏减小了3~5倍以上，为满足重量轻型化、尺寸小，而泄漏又要求小，特建议选用全功能超轻型调节阀或球面密封蝶阀等高性能蝶阀，泄漏可达10<sup>-5</sup>~零泄漏。早在五六十年代，蝶阀节流件衬胶用于耐腐蚀场合，但因衬胶蝶阀不耐蚀或可靠性差，早已淘汰，而代之的是衬氟防堵切断蝶阀，它具有耐蚀、防堵、切断、重量轻、尺寸小等优点，适用场合较广泛，该阀已获国家专利。

## 6.8 球阀

### 1) 结构及使用特点

球阀是一种成熟的老产品，有“0”形球阀、“V”形球阀之分，见图4-24。它利用球芯转动与阀座相割打开的面积来调节流量，其使用特点如下：



图 4-24

(1) 最大特点是流路最简单、损失最小，“自洁”性能最好。

(2) “O”形球阀无阻调节，Kv 值最大，通常用于不干净介质的两位切断。(a) “O”型球阀 (b) “V”型球阀

(3) “V”形球阀提供近似对数流量特性的调节特性，“V”形球阀与阀座相对转动时产生剪切作用，尤其适用于高粘度、悬浮液、纸浆等不干净、含纤维介质的调节、切断。

(4) 阀芯的受力是在 $\Delta P$ 作用下，将阀芯球推向一侧阀座上，对阀座产生的压紧力增加了阀芯转动时的摩擦力，因此 $\Delta P$ 主要产生的是一种摩擦力，执行机构克服这一摩擦力容易得多，即球阀切断压差较大。

(5) 水处理专用球阀可适用于强腐蚀介质场合。

(6) 球阀与隔膜阀应用场合相似，建议多用球阀少用隔膜阀（隔膜太容易坏）。

## 2) 使用须知

该阀比直通阀有更多的优点，但可靠性差、太笨重、价格贵又限制了它的使用。通常该阀座为软的四氟材料，目的是为了更好的切断，但耐温和耐磨不行，为此，宜选用“硬对硬”密封。推荐代替它的产品仍然是全功能超轻型阀（具有蝶阀、V型球阀、偏心阀的共同优点）。

## 6.9 偏心旋转阀

### 1) 结构及使用特点

偏心旋转阀亦称凸轮挠曲阀，是 70 年代发展的新品种，具有八十年代水平。其工作原理就是一个偏心转动的扇形球阀，利用偏心球冠与阀座相切，打开时，球芯脱离阀座；关闭时，球芯逐步接触阀座，使球对阀座产生压紧力，图见 4—25。其特点有：





图 4-25

(1) 球面压紧阀座时，容易把结晶结巴物破坏，图 4-25 适用于结晶、结巴及不干净介质场合。烧碱专用阀就是利用这一特点设计的。

(2) 流路简单，Kv 值大，“自洁”性能好。

(3) 阀体体积小、重量轻。

(4) 比例调节时，执行机构需带定位器，若仅两位控制时，其优点更显著。

(5) 密封形式有硬密封、软密封供选用。从可靠性上考虑，作者推荐选用硬密封（堆焊耐磨合金）。

## 2) 使用须知

该阀比直通单座阀、双座阀、套筒阀有更多的优点，故使用越来越广。但是，它采用对夹式法兰，安装不方便；同时，阀的可靠性和重量不如多功能超轻型调节阀优，故推荐选用多功能超轻型调节阀（具有蝶阀、V 型球阀、偏心阀的共同优点）优之。

## 6.1

### 6.10.1 结构及使用特点

本阀综合了蝶阀的超薄特点、球阀的节流与密封好的特点、偏心阀的转动摩擦小和芯座磨损小的特点，结合可靠性的研究而开发出的九十年代最新产品，其结构见图 4—26。它有如下三大特点：

#### 1) 多功能

(1) 调节性能好。通常调节阀的可调范围  $R=Q_{max}:Q_{min}=10\sim30$ ，好的阀 R 也不过 50，而本阀的可调范围可达  $100\sim200$ ；图 4-26 小开度调节性能比单座、双座、套筒阀好得多，Kv 值比单座阀、双座阀、套筒阀大 2~3 倍。

(2) 防堵性能好。流路简单、介质直通，不使介质拐弯倒角和不易沉淀，尤其适用于高粘度、悬浮液、纸浆、含颗粒、纤维等不干净介质场合。

(3) 切断性能好。常规的阀，阀芯密封面和阀座密封面是成  $60^\circ$ 、 $1\sim2\text{mm}$  的锥面配合，对锥面的同心度、位移度、平行度要求特别高，一般很难达到，故通常泄漏率达  $10^{-4}$ ，精密装配达  $10^{-5}$ ；而本阀的最大特点是球面阀芯与阀座斜面相切，成为线接触，接触面积小，而且球面阀芯能自动对心，容易良好接触，故泄漏率通常可达  $10^{-6}$ ，精密的装配能达  $10^{-7}$ ，比单座、双座、套筒的泄漏率提高了  $100\sim1000$  倍，比一般的硬密封球阀泄漏率  $10^{-5}$  还高 100 倍。

(4) 克服压差大。双座阀、套筒阀的允许压差大，但泄漏大；单座泄漏量小一点，但压差全部作用在阀芯上，容易将阀芯顶开，故允许压差小。如 DN100 的单座阀允许压差 0.75MPa，双座阀的允许压差 2.7MPa；而本阀的阀芯对中心，介质在球芯上产生的合力对中心转动的力矩极小，加上是旋转运动，还要乘以一个转动系数，这样不平衡力矩就更小，因此本阀的切断压差大，最大可达 PN 值。



(5) 耐蚀性能好。本阀采用了耐腐蚀和耐冲蚀措施，具有极好的抗腐蚀和抗冲蚀功能。

(6) 耐压性能好。采用锻件式阀体，PN 可达 32MPa。

(7) 耐温性能好。耐热好，适用温度范围大：-60~600℃。

## 2) 超轻型

①借用蝶阀的阀体，使阀体尺寸小、重量轻（比主导产品单座阀、双座阀、套筒阀轻 70~80%），其比较见表：

②气动为齿轮齿条式，电动为直连式，简单可靠；

③电动配进口执行机构或国产直连式执行机构，它们结构紧凑、重量轻、外型美观。全功能超轻型调节阀与老式的主导产品的直观比较见图 4-27。

表 4-3 重量比较表

DN		65	80	100	125	150	200	250	300	
气 动 阀	单座阀	91	110	124	180	230	370	570	700	
	双座阀	105	118	142	241	252	418	660	810	
	套筒阀	105	127	160	280	280	450	711	840	
	全功能超轻型阀	45	48	55	75	85	130	170	210	
	平均下降重量%	60	60	62	38	68	68	78	74	
电 动 阀	单座阀	113	132	145	175	236	365	570	750	
	双座阀	122	140	175	206	267	403	680	830	
	套筒阀	127	149	182	230	285	445	730	920	
	全功能超轻型阀	进口执行器	22	25	34	46	52	85	—	—
		国产执行器	40	43	45	54	60	107	145	185
	平均下降重量%	进口执行器	78	79	76	77	81	78	—	—
国产执行器		67	70	74	74	79	73	79	78	



左：电子式全功能超轻型调节阀  
左：气动全功能超轻型调节阀

右：老式电动双座阀  
右：气动薄膜双座阀

图 4-27 DN125 电动阀同口径比较气动阀同口径比较

### 3) 可靠性高

①阀座表面堆焊耐磨合金，提高了切断的可靠性；②减小了阀芯与阀座的摩擦；③填料寿命长，提高了阀杆的密封可靠性；④电动配高性能、高可靠的执行机构；⑤气动执行机构采用齿轮齿条，克服了曲柄连杆式滑动摩擦力大的缺陷，提高了动作的可靠性……

#### 6.10.2 使用须知

该阀主要是针对调节阀的三大难题——笨重、功能不齐全和可靠性差，并对此立项攻关研制成功的。其重量较单、双座阀、套筒阀下降 70~80%；因功能全可使调节阀品种规格大大减少，带来了选型、备品备件、工厂管理等方面的极大简化；可靠性大大提高。正因为它有如此优点，所以它成为了调节阀的首选产品；成为了单、双座阀、套筒阀、蝶阀、老式球阀、偏心旋转阀等的最佳替代产品，尤其是大口径阀，其优点更加突出。值得一提的是，本阀配上高可靠、高性能、超轻超小的电子式执行机构，其应用越来越广泛，将会成为下世纪调节阀的主流。本阀在小口径时特点不如大口径显著。

### 0 全功能超轻型调节阀

### 7 特殊阀

特殊阀是相对普通阀而言的。当阀的工作条件超出了普通阀的工作条件，或者某一条件、某一需要作特殊要求时，如高温、高压、强腐蚀、严重冲蚀、严重堵塞、严密切断、超小流量、紧急动作、保温夹套、微压力自力式、高可调比等，这就形成了本节所指的特殊阀。

- 7.1 高压调节阀
- 7.2 耐腐蚀阀
- 7.3 耐冲蚀阀
- 7.4 高温蝶阀
- 7.5 防堵调节阀

- 7.6 切断调节阀
- 7.7 超小流量阀
- 7.8 0.2 秒紧急动作阀
- 7.9 微小压力自力式调节阀
- 7.10 基型调节阀与特殊调节阀的辩证关系



## 7.1 高压调节阀

### 1) 高压阀寿命短的原因

高压阀的使用寿命短是众所周知的, 概括起来, 引起高压阀寿命短的主要原因有两个。

#### (1) 冲蚀

在节流口, 介质高速流动, 具有强大动能, 它可以很快将阀芯、阀座表面冲出流线形的细槽, 这就是所谓的冲蚀。尤其在小开度工作, 节流间隙小, 节流速度达到最大值, 冲刷破坏也相应达到最大值, 巨大的冲刷将使阀的寿命成倍下降, 这就是高压阀为什么要避免小开度工作的原因。

#### (2) 汽蚀

在节流口介质的高速流动, 其速度能急剧增加, 根据能量守恒原理, 压力能必将急剧下降, 当压力低于饱和蒸汽压 ( $P_v$ ) 后, 液体就会分裂出气体来, 形成气液两相流动, 这就是所谓的闪蒸; 当介质流经节流口后, 节流速度开始逐渐下降, 压力开始逐步恢复, 当压力恢复到大于饱和蒸汽压时, 汽泡破裂回到液态, 就在破裂的瞬间, 产生强大的压力冲击波, 使作用的阀芯、阀座表面的材料冲击成蜂窝状的小孔, 并引起振动和噪音, 这就是所谓的汽蚀。引起闪蒸的压差条件是:  $\Delta P = FL^2 (P_1 - P_v)$ , 其中  $FL$  为压力恢复系数,  $P_1$  为阀前压力,  $P_v$  为饱和蒸汽压。

汽蚀的产生过程见 4-28 图:



图 4-28 汽蚀产生过程

#### (3) 汽蚀与冲蚀的主次关系

小开度工作时, 冲蚀是主要矛盾; 大开度工作时, 汽蚀是主要矛盾。所以, 用户使用时要尽量避免小开度工作; 生产厂家制造的高压阀必须有较好的反汽蚀措施, 否则, 阀很快造成汽蚀破坏。

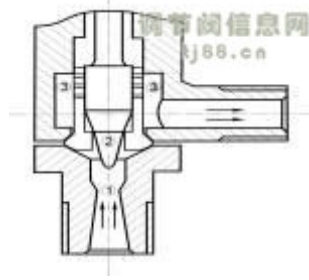


图 4-29 汽蚀产生过程

## 2) 反汽蚀高压阀及反汽蚀措施

### (1) 反汽蚀高压阀结构

通过以上措施形成的新型高压阀结构见 4-29 图, 该阀的主要特点是多次节流分摊压差。

- 一次节流——接管缩径 (A 处, 相当于孔板节流, 约占总压降的 10%)。
- 二次节流——单座节流 (主节流、B 处单座阀的结构, 约占总压降的 30%)。
- 三次节流——套筒节流 (C 处, 套筒结构, 约占总压降的 60%)。
- 本高压阀结构相当于: 孔板+单座阀+套筒阀。

### (2) 反汽蚀措施

①过去用硬质合金是不可取的, 因为太硬反而脆, 代之的是硬度和韧性综合性能更好的耐汽蚀、抗冲刷材料; ②七十年代, 在阀后设置孔板, 降低阀上压降, 借用此思想, 我们在阀内设置阻力, 达到较好的效果; ③多级高压阀是通过多级阀芯分担压差来提高寿命, 借用此思想, 我们按多级原理进行反汽蚀改进; ④绕流会产生局部严重冲蚀, 我们用分散节流的办法来克服它; ⑤彻底根治了导向衬套偶尔有松落的问题; ⑥增大刚度, 防止阀杆断裂; ⑦大口径、大压差时, 选配强力活塞执行机构。

## 3) 正确使用的注意事项

- (1) 防止小开度工作是应用的关键, 小开度工作会成倍地缩短寿命, 遇此应立即缩小 DN 或 dg;
- (2) 对大口径阀, 必须仔细计算不平衡力, 选好执行机构和工作弹簧范围, 防止阀关不到位;
- (3) 对口径小、压差又特别大的阀, 最好备有节流件, 以便需要时及时换上;

(4) 1995 年化工部通报某化工厂因阀芯断裂造成的事故, 阀为流闭型 (侧出底出), 阀芯头自动关闭, 压力高, 导致其它设备爆炸, 造成了严重死亡事故。因此, 从完全第一的角度考虑, 还是选用流开型 (底进侧出) 好。

## 4) 使用效果





该结构于 1992 年获得国家专利，通过这七八年的使用，证明该结构是非常成功的，其寿命可达 2~3 年（若阀计算有误，处于小开度工作除外），使高压阀寿命短的老大难已成为历史，在国内的合成氨装置的液位调节中、尿素装置中的 P4 阀中有数十家使用（如宜化、郴化集团、洞氮、鲁西化肥厂、黑龙江浩良河化肥厂……）。

## 7.2 耐腐蚀阀

耐腐蚀问题和高压、高压差问题一样，一直是自控仪表中的老大难。腐蚀的危害十分严重，有的自动化系统还因腐蚀问题得不到解决而无法实现自动化控制，不得不改用手动，并且频繁地更换被腐蚀的仪表及设备。故此，努力地寻找新的结构和材质的耐腐蚀阀，一直是国内外厂家及设计院关注的问题。

### 1) 耐腐蚀调节阀的发展历程

解决调节阀耐蚀问题，首先是材料问题；其次是调节阀的结构。早在二三十年代，国外便有耐腐蚀合金，如哈氏合金、蒙乃尔合金，而国内五六十年代才起步，而把耐腐蚀合金用在调节阀领域是从八十年代开始的，但因耐腐蚀合金价格太贵而无法广泛推广使用，只能在不计成本的个别场合被选用。迄今为止，所发现最耐腐蚀、被称为“耐腐蚀王”的是聚四氟乙烯，但在五十年代初它的价格接近黄金的价格，也无法用在产品上。

橡胶具有一定的耐腐蚀性，价格便宜。因此在温度不高的情况被广泛地用在耐腐蚀设备的调节阀上。五六十年代便产生衬橡胶的隔膜阀。为调节大流量的腐蚀介质，进而又产生了衬胶的蝶阀。但橡胶并不完全耐腐蚀，且使用温度，耐压条件受到一定的限制。所以，耐腐蚀阀一直是老大难。

到八十年代，聚四氟乙烯价格便宜了，尤其解决了塑料的喷涂问题（气孔与金属间易脱落），于是便产生了衬氟塑料的隔膜阀，由此代替了衬胶的隔膜阀和蝶阀。由于一时找不到更优替换产品，所以在很长一段时间，衬氟塑料的隔膜阀被许多厂家使用。实际上，据现场使用反馈表明，该阀具有两个明显的缺陷。一是可靠性差、寿命短。氟塑料制成薄的膜片，在工作时被强迫作上下折叠运动，由于氟塑料无弹性，这就大大降低了阀的使用寿命。故此，这种氟塑料膜片的不可靠性导致整阀的可靠性极差，是隔膜阀最大的缺陷；二是笨重，在调节阀逐渐向小型化、轻型化、仪表化方向发展的同时，隔膜阀始终无法减轻重量。这时因为隔膜受到所有介质压力作用，其不平衡推力十分大，相应的执行机构推力也必须十分大，故笨重问题无法解决。

从以上的发展历程看，耐腐蚀问题仍是“老大难”，得需寻找新的结构的耐腐蚀阀从根本上予以解决。



## 2) 系列耐腐蚀阀的开发

### (1) 全四氟耐蚀单座阀

聚四氟乙烯是当今最好的耐腐蚀材料，被称为“耐腐蚀王”，它具有非常优良的耐蚀和耐热性能，除金属锂、钾、钠、高温下的三氟化氧、高流速的液氟外，它几乎可以抵抗所有化学介质（包括浓硝酸和王水）而不受其腐蚀，而由它制造的耐腐蚀阀无疑是最好的。

全四氟耐腐蚀单座阀采用金属外壳与聚四氟乙烯镶嵌的结构型式。金属外壳一般用碳钢或不锈钢，里面与介质接触的部分（容腔、通道、节流件）全是聚四氟乙烯。这样，腐蚀问题得到了较彻底的解决，尤其是在硫酸、盐酸、湿氯气等介质中使用效果尤为突出。该产品 1992 年获得专利。

用氟塑料制造的耐腐蚀阀可用于温度 180℃ 以内，公称压力  $\leq 4.0\text{MPa}$  条件下的各类强腐蚀介质。除个别介质外，它几乎是万能的耐腐蚀阀，不存在腐蚀问题，只是转变成温度、压力受到限制的机械强度问题，但它已经解决了 95% 以上的腐蚀问题。

### (2) 衬氟 O 型球阀

衬氟球阀称水处理专用球阀，它用于强酸、强碱、水处理（脱盐水）的两位控制装置中。在耐腐蚀上，它仍采用衬氟塑料，各种强腐蚀介质、脱盐水处理介质对它没有任何腐蚀；在结构上，由于球阀的球芯是一个刚度、强度好的可靠性好的零件，从根本上解决了过去隔膜阀的隔膜片不可靠的缺陷，从而提高了阀的可靠性并延长了使用寿命。另外，其执行机构的运动是克服转动摩擦力，所需的力矩较小，执行机构的笨重问题也得到解决。故此，在两位切断和控制的强腐蚀场合，衬氟球阀是替代隔膜阀的最佳产品。该产品于 1992 年获国家专利。

### (3) 衬氟 V 型球阀

衬氟 O 型球阀是用于两位调节切断，但如在不干净的强腐蚀介质的调节场合，宜用衬氟 V 型球阀，它的结构、安装尺寸和衬氟 O 型球阀基本一样，只是球芯开了一个具有调节特性的 V 型槽，这样，它不仅防



堵性能好，而且在小开度工作时调节性能好。故此，在含有颗粒、粘稠、悬浮液等介质场合，建议选用该类腐蚀阀。

#### (4) 衬氟蝶阀

该阀主要选择在大口径、大流量的强腐蚀调节场合.它由氟塑料来接触介质和抵抗介质腐蚀.它不仅腐蚀性能好,且具有极好的防堵性能.该产品于 1992 年获国家专利.

#### (5) 耐腐蚀合金阀

前四类腐蚀阀已经基本上解决了耐腐蚀问题,但如果压力过大( $PN > 2.5\text{MPa}$ ),温度过高或过低( $t > 180^\circ\text{C}$ 、 $t < -40^\circ\text{C}$ )的个别场合,仍不得不采用耐蚀合金阀,该阀显著的特点是价格贵,仅用于不得已的场合,但这种场合已越来越少,因为绝大部分场合已被四氟阀所解决。

### 3) 耐腐蚀阀的应用效果

以上系列耐腐蚀阀被全国上百家厂家使用,验证表明耐腐蚀性能好、可靠性提高、使用寿命大大延长,如贵州赤天化使用的水处理专用球阀,已连续四次对原有的隔膜阀进行更换改造;内蒙古吉兰泰、开封化肥厂、四川红光化肥厂、扬州农药厂、云南氮肥厂、成都化工厂等厂家使用的耐腐蚀阀使用效果均良好,有的使用寿命长达 7~8 年(原用阀腐蚀严重的地方仅能用半年左右).

## 7.3 耐冲蚀阀

冲蚀厉害的场合,使阀的寿命大大缩短。然而,迄今为止,没有专门的耐冲蚀阀门,还是在十大类产品上通过改进结构工艺、材料来预防或者减小冲蚀,从而变为了较特殊的阀。

### 1) 冲蚀的原因

(1) 在大压差、含颗粒介质的场合冲蚀十分厉害;



(2) 在小开度工作、节流面积小时，存在严重冲蚀；

(3) 流向为流开时，往往在很大程度上造成阀被冲蚀，很快破坏密封面；

## 2) 防冲蚀的措施

(1) 从材料上：对冲蚀厉害的场所，考虑在节流面堆焊耐磨合金，若冲蚀特别严重时，导向面还应堆焊，以提高对节流面或导向面可靠性的保护措施。

(2) 从节流面积上：如果节流面积小，对节流面冲蚀厉害，为减轻或消除冲蚀状况，应尽量考虑圆整的节流面，使节流面集中，缓解对节流面的冲蚀。节流面圆整的阀通常有“V”型球阀、全功能超轻型阀。因此，它们的防冲蚀效果最好；另外，冲蚀厉害场合大多是不干净介质，往往伴随着堵塞。这样，同时又要考虑防堵问题，恰恰“V”型球阀、全功能超轻型阀均具有这两种功能。

(3) 从流向：若从消除冲蚀的主要矛盾出发，宜选流闭型，这样，介质仅冲刷流经节流口后的部位上，有利于保护密封面。

(4) 在选阀：建议宜选用全功能超轻型阀（带V型口的阀芯）。再堆焊耐磨合金并辅以流闭型，将较好地解决介质对阀的冲蚀问题。

## 7.4 高温蝶阀

通常的产品的耐温范围在450℃，这里所指的高温阀是指温度大于450℃的阀；可划分为450~600℃、600~750℃、750℃以上。

高温阀通常涉及两个问题：①对热膨胀、冷收缩的影响，如导向的间隙、阀板的转动间隙，若稍不慎，便会被卡住；②高温材料的蠕变并造成材质的机械性能下降，即涉及材料的耐温性能。



对 450~600℃ 的阀可选用常规的阀.另外再注意两个问题:①选高温填料;②上下盖的密封;对 600℃ 以上的阀,目前,国内主要采用蝶阀结构,阀体内衬耐热材料,这种结构非常笨重.较好的方法应该是直接选用高强度合金.这种合金可直接用在 900~1000℃ 内.如发动机燃烧室就选用这种材质.它们不只耐温性能好.而且还有较好的强度性能;选用这种材料,大口径可用蝶阀,中小口径可用球阀,如全功能超轻型调节阀.它与其它产品的不同在于上面已提到的三点:①材料用高温、高强度合金;②上下盖的密封问题;③高温填料问题。

## 7.5 防堵调节阀

阀门的堵塞也是最常见的故障,除介质的不干净外,还有管道内的焊渣,铁屑等,所以要求调节阀必须有较好的防堵功能,到目前为止,还没有专门的、不堵的调节阀,只是什么样的阀防堵功能更好而已。

### (1) 从结构上看

凡流路复杂的阀,防堵功能差,这类阀就是直行程类的调节阀.以套筒阀为例,见图 4-30.31,介质从水平方向流进阀后,经垂直节流,又再水平流出。可以看出,这种转弯倒拐的复杂流路,产生不少的漩涡死区,给介质提供了可沉淀的空间,所以极易堵卡;从套筒与阀塞的配合上看,两者阀的间隙小,稍有不干净的东西就会造成卡堵。再看单、双座阀,其下阀盖的导向处就是一个提供介质沉淀的死区,沉淀的东西不断堆积起来,导制阀芯往下运动十分困难。使阀关不到位,见图 4-32。



图 4-30



图 4-31

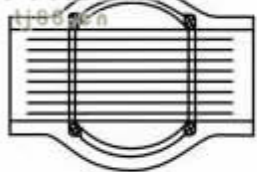
角行程的阀易克服为直行程阀流路复杂和上下导向易堵卡的问题,介质流经角行程类的阀,似乎是直接流进流出,最典型的就为 O 型球阀,就象直管道一样,其防堵性能最好,见图 4-33 (a);其次就是全功能超轻型阀、蝶阀,它们的节流形式见图 4-33 (b)、(c)。



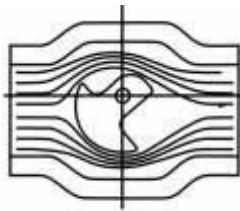
图 4-32



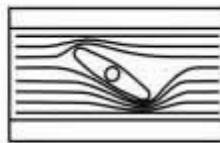
调节阀信息网



“O”形球阀流路示意图



全功能阀流路示意图



蝶阀流路示意图

图 4-33

## (2) 从节流间隙上看

介质流经节流口时,在同样的节流面积条件下,如果节流间隙小,不干净介质不易通过,则容易堵塞;反之,不容易堵塞。对柱塞型阀芯,见图 4-34,它的节流面积分布在圆周上,所以,其间隙大,颗粒很容易通过窗口。由此看出,节流面积越集中(不是圆分布),节流间隙越大,防堵性能就越好。这样的阀有“V”型球阀、全功能超轻型调节阀等。



V形球阀节流示意图

图 4-34



单座阀节流示意图

图 4-35

## (3) 结论

- ①角行程类的阀远远好于直行程类的阀;
- ②开V型口的阀节流间隙最大、最圆整、防堵性能最好,而圆柱形的阀防堵性最差;
- ③将上述两个问题结合起来看调节阀,防堵性能最好的是O型球阀、全功能超轻型调节阀、V型球阀;其次是偏心阀、蝶阀。

## 7.6 切断调节阀

对调节阀的切断要求是调节阀最重要的使用功能和内在质量。对切断等级的划分及标准见表 1。调节阀在使用中所遇泄漏大是最常见的故障之一,除因堵卡造成泄漏增加外,绝大部分都是调节阀结构的缺陷和选型不当造成的。

### 1) 堵卡造成泄漏增大



此问题自然要从防堵上考虑，详见防堵类调节阀（7.5）一节。

## 2) 结构缺陷造成泄漏增大

### (1) 双密封的阀不能用作切断阀

双密封调节阀,如双座阀、套筒阀最主要的缺点之一就是泄漏大。然而,不少厂家却在套筒阀上下了很大功夫去改进结构来降低泄漏量;使其演变成非常复杂的结构,见图4—35.于是,带来了许多不足:零件多、可靠性差;备件难、维护难;切断效果不理想.实际上,这是设计思路陷入了误区,与其在阀体的“心脏”内作如此复杂的改动,倒不如通过外部来实现。故此,笔者认为,应该选用单密封类套筒阀,这样,密封问题、可靠性问题、维修和备件问题均一一解决了,此时解决矛盾的重点转化为介质对阀的不平衡力增大的问题,解决它仅需配强力活塞执行机构即可。这种通过外部来解决的办法显然比通过内部的复杂改进要容易得多,与其说这是办法问题,还不如说这是思路问题。



图4—36 低泄漏套筒阀内部结构

### (2) 密封面的设计

#### ① 面对面密封:

常见的柱塞阀芯,其密封面为 $60^\circ$ 的小斜面,阀座也是 $60^\circ$ 的小斜面,此小斜面的宽度通常在 $0.5\text{mm}\sim 2\text{mm}$ 间,要密封好就必须让两个斜面良好接触,但事实上,它始终受到加工误差的影响,如同心度、不圆度、倾斜度,其密封效果自然不十分理想。这类阀的泄漏率通常为 $10^{-4}$ ,通过精密的研磨可达 $10^{-5}$ ,只能达到较好的密封等级。

② 球面密封:利用阀芯的球面转动与固定的阀座小斜面相切,它们之间为线接触,这就比上述面对面密封的效果好。华林公司推出的全能超轻型阀、球面密封蝶阀就是通过此方法来制作的,其泄漏率可达 $10^{-7}$ ,比面对面密封可提高两个数量级。

#### (3) 密封材料的考虑



①软密封“好出厂不好用”：软密封肯定密封效果最佳，但谁又能保证在用一段时间后，其泄漏量又是多少呢？在管道安装、系统的清洗中都会留下或多或少的不干净的杂物，如焊渣、铁屑，他们流经调节阀时，极易把软密封材料划伤，使泄漏量增加，所以“好出厂不好用”。

②硬密封再堆焊耐磨合金是切断阀的最佳选择：这种途径同时考虑了密封性及其可靠性，虽然出厂指标是10<sup>-7</sup>，达不到软密封效果，但它足以满足严密封的切断要求，更主要的是它能经久耐用。

#### (4) 隔膜阀可靠性差

早在50年代，隔膜阀通常被当作首选切断调节阀，一直延续到现在，如水处理系统中的脱盐水控制，仍然选用它。这里，需注意的，无论是较早的衬胶隔膜阀，还是后来的衬氟塑料隔膜阀，它们都存在一个共同的缺点，那就是隔膜片不可靠，极易被折破，使阀的使用寿命极短。

#### (5) 切断阀的优选次序

按上述分析，特提供如下切断类阀的优选次序：

- ① 全功能超轻型阀→②球面密封蝶阀→③偏心阀→④V型球阀→⑤单座阀→⑥单座套筒阀→⑦软密封阀（O型球阀、衬胶蝶阀、衬胶隔膜阀、软密封的单座阀）。

#### 7.7 超小流量调节阀

当 $KV \leq 2 \times 10^{-2}$ 时，称为超小流量阀。如此小的流量，其全开流量比一般阀的泄漏量还小，所以，仅凭一般的机械加工、一般的工艺要求是无法保证的。唯一能说明问题的是对每台阀的芯座进行流量标定，以最终标定、具体的、真实的流量来说明。

#### 7.8 0.2秒紧急动作阀

在发生故障的情况下，为保证系统完全，需要阀紧急打开或关闭，且时间只能在0.2秒范围之内，具有这种功能的调节阀称为快速动作阀。在目前电动阀的发展水平，还没有发现满足此速度要求的电动执行机构。唯有气动阀配一种紧急动作装置来予以满足。至于阀体部分采用什么型式是根据其工作条件而定，可在十大类阀型中予以选择，如快速动作蝶阀、快速切断全功能阀、快速切断单座阀等。值得一提的是，为提高其动作，阀的行程不宜过长，再就是速度也不宜太快，太快会带来冲击破坏。

#### 7.9 微小压力自力式调节阀

稳定最小压力为1KPa的阀称为微压力自力式调节阀。它通常在钢铁厂、煤气厂或化学工业中的丙烷气、焦煤气中用得较普遍，过去此类阀大多靠进口，国内尚属空白。但在目前，通过对国外产品的吸收和借鉴，我们已能较好地解决这一难题。

#### 7.10 基型调节阀与特殊阀的辩证关系

调节阀按大类可分为基型产品、特殊产品和变型产品，从而构成了繁多的品种和规格，要完全透彻地掌握它们，实属不易。从我们举办学习班的经验上看，只要弄清楚它们其中的内在联系，融汇贯通，就会收到事半功倍的效果。首先按十大类归纳理顺，划分十大基础产品，弄清楚其结构、应用特点；再





总结出它们的主要参数、工作条件、适用场合和注意事项。这些都一一掌握以后，凡超出一般的工作条件和要求的，就在相应的基型产品基础上进行改进，满足其特殊使用要求的就成为了特殊的产品。如强腐蚀介质就需要改进材质；高压阀考虑强度和使用寿命；切断调节阀考虑节流件的密封；不干净介质考虑防堵等，这些特殊的设计和处理用在什么样的基型产品上，就要从结构和现场使用条件予以选定。如高压阀：通常用角形高压阀，但当管道要求水平安装时，便选直通单座高压阀，若口径大，泄漏要求不严时，还可选定高压蝶阀。作为专用调节阀就是在某一特定或指定的场合中使用的调节阀，同样也是在基型产品上进行特定改进，只是应用的场合比特殊调节阀使用范围更窄而已，如针对烧碱蒸发系统设计的阀为烧碱专用阀；水处理系统（脱水盐）专用阀为水处理专用阀，同样还有磷铵阀、氟气专用阀等。

下面请详见表 4 的基型产品和特殊产品的内在联系表。

表 4 基型产品和特殊产品的内在联系表

序号	按主要性能分	主要指标	九大类基型产品（普通产品）									
	特殊产品 或变型产品		单座阀	双座阀	套筒阀	角型阀	三通阀	隔膜阀	蝶阀	球阀	偏心阀	全功能阀
1	软密封切断阀	$\leq 10^{-7}$ 、气泡级	√	×	√	√	√	√	√	√	√	√
2	硬密封切断阀	$\leq 10^{-7}$	×	×	×	×	×	×	√	×	×	√
3	耐磨损（冲蚀）阀	堆耐磨合金	√	√	√	√	√	×	×	√	√	√
4	高温阀	450~900℃	√	×	×	√	×	×	√	√	√	√
5	高压阀	PN22、32Mpa	√	×	×	√	×	×	√	√	×	√
6	大压差调节阀	$\Delta P > [\Delta P]$	√	√	√	√	×	×	×	√	√	√
7	大口径阀	超过标准	×	×	×	×	×	×	√	√	√	√
8	全四氟耐蚀阀	常温低压强腐蚀	√	×	×	×	×	√	√	√	×	×
9	全合金耐蚀阀	高温高压强腐蚀	√	×	×	√	×	×	√	×	×	√
10	普通耐蚀阀	中等腐蚀	√	√	×	√	√	×	√	√	√	√
11	防堵阀	不干净介质	×	×	×	√	×	×	√	√	√	√
12	保温夹套阀	结晶介质	√	√	×	√	√	×	√	√	√	√
13	0.2 秒紧急动作阀	0.2 秒	√	√	√	√	√	√	√	√	√	√
14	高可调比阀	$R > 100$	×	×	×	×	×	×	×	√	√	√
15	低 S 节能阀	$S < 0.2$	×	√	√	×	×	×	×	×	×	√
16	低噪音阀	降低噪音	×	×	√	×	×	×	×	×	×	√
17	轻型阀	高度重量下降约 30%	√	√	√	√	√	√	√	√	√	√
18	精小型阀	高度重量下降约 30%	√	×	√	×	×	×	√	√	√	√

从以上可以看出，普通产品与特殊产品、专用产品虽然看上去无多大差异，可实质上它们是相通的，体现了一种普通矛盾与特殊矛盾的辩证关系，即普通矛盾反映特殊矛盾，特殊矛盾存在普通矛盾



之中。所以，实际上特殊的产品存在于普通产品之中，是由普通产品派生出来的。特殊的调节阀主要表现为高温、高压、切断、耐腐、防堵、重量等，那么这复杂的矛盾能否转化为普通矛盾使之简化呢？出于这种考虑，我们设计了一种新型的调节阀——多功能超薄型球阀，使众多规格、型号、功能的调节阀几乎可以用这一种产品来替代，将过去的特殊矛盾通通转化为简单的普通矛盾，使之在调节阀的计算、选型、维护、备品备件、工厂管理、调节阀的识别等方面带来了很大的方便。如此一来，也不用按上述的方法去逐一区分了。

## 五 调节阀选型指南

- 1 调节阀结构型式的选择 8 填料的选择
- 2 执行机构的选择 9 附件的选择
- 3 材料的选择 10 型号决定
- 4 作用方式的选择 11 订货须知
- 5 弹簧范围的选择 12 调节阀选型的详细审定内容（115 问）
- 6 流量特性的选择 13 调节阀选型的简化（提示）
- 7 流向的选择

### 1 调节阀结构型式的选择

#### 1.1 从使用功能上选阀需注意的问题

##### 1) 调节功能

- ①要求阀动作平稳；
- ②小开度调节性能好；
- ③选好所需的流量特性；
- ④满足可调比；
- ⑤阻力小、流量比大（阀的额定流量参数与公称通径之比）；
- ⑥调节速度。



## 2) 泄漏量与切断压差

这是不可分割、互相联系的两个因素。泄漏量应满足工艺要求，且有密封面的可靠性的保护措施；切断压差（阀关闭时的压差）必须提出来（遗憾的是许多设计院的调节阀计算规格书中无此参数），让所选阀有足够的输出力来克服它，否则会导致执行机构选大或选小。

## 3) 防堵

即使是干净的介质，也存在堵塞问题，这就是管道内的不干净东西被介质带入调节阀内，造成堵卡，这是常见的故障，所以应考虑阀的防堵性能。通常角行程类的调节阀比直行程类的调节阀防堵性能好得多，故以后角行程类的调节阀使用将会越来越多。

## 4) 耐蚀

它包括耐冲蚀、汽蚀、腐蚀。主要涉及到材料的选用和阀的使用寿命问题，同时，涉及到经济性问题。此问题的实质应该是所选阀具有较好的耐蚀性能且价格合理。如能选全四氟阀就不应该选全耐蚀合金阀；能选反汽蚀效果较好、结构简单的角形高压阀（满足两年左右使用寿命），就不应该选结构复杂、价格贵的其它高压阀。

## 5) 耐压与耐温

这涉及调节阀的公称压力、工作温度的选定。耐压方面，如果只是压力高并不困难，主要是压差大会产生汽蚀；耐温方面，通常解决 450℃ 以下是十分容易的，450~600℃ 也不困难，但到 600℃ 以上时，矛盾就会突出；当温度在 80℃ 时的切断类调节阀选用软密封材料通常是不可取的，应该考虑硬密封切断。常用材质的工作温度、工作压力与公称压力的关系表。

## 6) 重量与外观



此问题非常直观，一定是外观好、重量轻的阀受使用厂家欢迎。这里要改变一种偏见，认为调节阀是个“老大粗”，重一点或外观差一点，没什么了不起。现在我们十分重视它，从而提出了调节阀应该具有小型化、轻型化、仪表化的特征。

表 5-1 常用材质的工作温度、工作压力与 PN 关系

7) 十大类调节阀的功能优劣比较：详见 1-1 表。

## 1.2 综合经济效果确定阀型

在满足上述使用功能的要求中，适用的阀有几类，此时便应综合经济效果确定某一阀型，为此，我们认为，至少应该考虑以下四个问题：

1) 高可靠性。

① 结构简单；

② 可靠性高。这里需要改变过去片面追求性能指标，忽视可靠性的错误作法。

2) 使用寿命长。

3) 维护方便，备品备件有来源。

4) 产品价格适宜，性能价格较好。



## 1.3 调节阀型式的优选次序

根据调节阀的功能优劣（见表 1-1）和上述观点，特提供调节阀的优选次序如下：

①全功能超轻型调节阀→②蝶阀→③套筒阀→④单座阀→⑤双座阀→⑥偏心旋转阀→⑦球阀→⑧角形阀→⑨三通阀→⑩隔膜阀。

在这些调节阀中，我们认为应该尽量不选用隔膜阀，其理由是隔膜是一个极不可靠的零件，使其隔膜阀也成为了可靠性差的产品。

## 2 执行机构的选择

### 2.1 执行机构选择的主要考虑因素

执行机构选择的主要考虑因素是：

- ①可靠性；
- ②经济性；
- ③动作平稳、足够的输出力；
- ④重量外观；
- ⑤结构简单、维护方便。

### 2.2 电动执行机构与气动执行机构的选择比较

1) 可靠性方面：气动执行机构简单可靠，老式电动执行机构可靠性差是它过去的一贯弱点，然而在 90 年代电子式执行机构的发展彻底解决了这一问题，可以在 5~10 年内免维修，它的可靠性甚至超过了气动执行机构。正由于此，笔者认为，它将成为下世纪调节阀的主流。

2) 驱动源：气动执行机构的最大不足就是需另设置气源站，增加了费用；电动阀的驱动源随地可取。

3) 价格方面：气动执行机构必须附加阀门定位器，再加上气源，其费用与电动阀不相上下（进口电气阀门定位器与进口电子式执行机构价格相当；国产定位器与国产电动执行器不相上下）。

4) 推力和刚度两者相当。

5) 防火防爆：“气动执行机构+电气阀门定位器”略好于电动执行机构。

### 2.3 推荐意见



(1) 在可能的情况下, 建议选用进口电子式执行机构配国产阀(如全功能超轻型阀), 以用于国产化场合、新建项目等。

(2) 薄膜执行机构虽存在推力不够、刚度小、尺寸大的缺陷, 但其结构简单, 所以, 目前仍是使用最多的执行机构。但这里我们强调的是最好选用 ZHA、ZHB 型的精小型薄膜执行机构去代替 ZMA、ZMB 型的老式薄膜执行机构, 以获得更轻的重量、更小的尺寸和大的输出力。

(3) 活塞执行机构选择注意方面: ① 气动薄膜执行机构推力不够时, 选用活塞执行机构来提高输出力; 对大压差的调节阀(如中压蒸汽切断), 当  $DN \geq 100$  时, 我们建议选用单密封的调节阀(单座阀或单座套筒阀), 保证阀有较好的切断性能, 但此时, 压差对阀芯的不平衡力增大, 宜选活塞执行机构; 当  $DN \geq 200$  时, 甚至要选双层活塞执行机构; ② 对普通调节阀, 还可选用活塞执行机构去代替薄膜执行机构, 使执行机构的尺寸大大减小, 就此观点而言, 气动活塞调节阀使用会更多; ③ 对角行程类调节阀, 其角行程执行机构的结构型式很多, 使之复杂化, 应首先考虑结构简单、动作自如、尺寸小、推力大的执行机构, 典型的结构是双活塞齿轮齿条转动式。值得强调的是, 传统的“直行程活塞执行机构+角铁+曲柄连杆”方式应该淘汰。

### 3 材料的选择

材料的选择主要根据介质的温度、腐蚀性、汽蚀、冲蚀四方面决定。

#### 3.1 根据介质的腐蚀性选择

##### 1) 金属耐蚀材料的选择

这是调节阀材料选择的主要内容。在强腐蚀类的介质中选用耐腐蚀合金阀时, 必须根据其浓度、温度、压力三者结合起来才能选用相应的材质, 这方面有专门的耐腐蚀数据手册。[常见的耐腐蚀材料表](#)。

##### 2) 氟塑料成功地用在耐腐蚀阀上

由于选用耐腐蚀合金不仅价格昂贵, 而且针对性特别强, 如果温度、浓度、成分稍有改变, 就有可能不耐腐蚀了, 所以在没有实践和试验证明时不可盲目的选用, 否则导致选材不当, 这也是 80 年代前耐腐蚀阀还是个老大难的原因所在。因此, 人们在不断地探索将非金属材料用在耐腐蚀场合。最典型的材料是橡胶和塑料, 由此产生了衬胶的蝶阀、衬胶隔膜阀、衬胶的截止阀, 还有玻璃钢的球阀、陶瓷球阀等。其中衬胶的调节阀在 50 年代就开始使用, 在 60 年代成为当时的主要的耐腐蚀调节阀, 起到了较大的作用。在七十年代末至 80 年代初, 耐腐蚀合金阀使用多了起来, 陶瓷类调节阀因太硬、易碎, 使用最少, 效果最差。真正的突破还是在 80 年代, 氟塑料成功地用在了调节阀上, 由此产生了衬氟塑料的调节阀(阀的品种有单座阀、蝶阀、O 型球阀、V 型球阀)。至目前, 氟塑料除融状碱金属、高温三氟化氯及氟元素等个别介质对它腐蚀外, 其它介质对它几乎没有腐蚀, 故被称为耐腐蚀王, 由它制造的阀也就成了“万能”的耐腐蚀调节阀。但其缺点就是耐温仅能在  $180^{\circ}\text{C}$  以内、耐压仅能到 2.5MPa、耐冲蚀性能差, 故要求压差越小越好, 通常在 7.6MPa 内。这一条件已经覆盖了强腐蚀场合 90% 以上。正由于此, 耐腐蚀问题不再是老大难了。

#### 3.2 耐磨损材质的选择

对汽蚀、冲蚀严重的阀, 如高压差介质, 含固体颗粒的介质必须考虑耐磨损问题; 对切断类硬密封调节阀, 也必须保护密封面, 防止和减小冲蚀, 可选用的最常用的耐磨材料是司特莱合金。



## 4 作用方式的选择

### 4.1 调节阀作用方式的选择

气动调节阀按作用方式不同,分为气开阀与气闭阀两种.气开阀随着信号压力的增加而打开,无信号时,阀处于关闭状态.气闭阀即随着信号压力的增加,阀逐渐关闭,无信号时,阀处于全开状态。

气开、气闭阀的选择主要从生产安全角度考虑.当系统因故障等原因使信号压力中断时(即阀处于无信号压力的情况下时),考虑阀应处于全开还是关闭状态才能避免损坏设备和保护工作人员.若阀处全开位置危害性小,则应选气闭阀;反之,应选气开阀。

### 4.2 气动薄膜执行机构作用方式的决定

选定了调节阀作用方式之后,即可决定气动薄膜执行机构的作用方式,即决定正作用或反作用执行机构的问题.传统的执行机构与阀体部件的配用情况见表 5~3.依据所选的气开阀或气闭阀,从该表中即可决定执行机构的作用方式及型号。

值得强调的是,对气开阀采用倒装阀芯去配正作用执行机构,现在看来是极不可取的.我们不去考虑阀的本身(阀芯仍然正装),而从改配反作用执行机构解决,这样既简单、又方便(理由是改动阀比改反作用执行机构复杂得多)。

表 5—3 阀作用方式与执行机构作用方式

执行机构	作用方式	正作用		反作用	
	型号	ZMA		ZMB	
动作情况		信号压力增加,推杆运动向下		信号压力增加,推杆运动向上	
阀芯导向型式		双导向		单导向	
执行机构作用方式		正作用		反作用	
阀的作用方式	气开式				
	气闭式				



结论	双导向阀气开、气闭均配正作用执行机构，单导向阀气开反作用，气闭配正作用执行机构（但现在双导向阀气开式也配反作用了）
----	---

## 5 弹簧范围的选择

### 5.1 “标准弹簧范围”错误说法应纠正

弹簧是气动调节阀的主要零件。弹簧范围是指一台阀在静态启动时的膜室压力到走完全行程时的膜室压力，字母用  $P_r$  表示。如  $P_r$  为 20~100KPa，表示这台阀静态启动时膜室压力是 20KPa，关闭时的膜室压力是 100KPa。常用的弹簧范围有 20~100KPa、20~60KPa、60~100KPa、60~180KPa、40~200KPa。由于气动仪表的标准信号是 20~100KPa，因此传统的调节阀理论把与气动仪表标准信号一致的弹簧范围（20~100KPa）定义成标准弹簧范围。调节阀厂家按 20~100KPa 作为标准来出厂，这是十分错误的。

为了保证调节阀正常关闭和启动，就必须用执行机构的输出力克服压差对阀芯产生的不平衡力我们知道，对气闭阀膜室信号压力首先保证阀的关闭到位，然后再继续增加的这部分力，才把阀芯压紧在阀座上，克服压差把阀芯顶开。我们又知道，不带定位器调节阀的最大信号压力是 100KPa，它所对应的 20~100KPa 的弹簧范围只能保证阀芯走到位，再也没有一个克服压差的力量，阀工作时必然关不严，造成内漏。为此，就必须调整或改变弹簧范围，但是，把它说成“标准弹簧范围”就出问题了，因为是标准就不能改动。如果我们坚持标准，按“标准弹簧范围”来调整，那么，它又怎么能投用呢？在现实中，却有许多使用厂家和安装公司；都坚持按“标准弹簧范围”20~100KPa 来调整和验收调节阀，又确实发生阀关不严的问题。错误的根源就在此。

正确的提法应该是“设计弹簧范围”，是我们设计生产弹簧的零件参数。工作时根据气开气闭还要作出相应的调整，我们称为工作弹簧范围。仍以上述为例，设计弹范围 20~100KPa，对气闭阀我们可以将工作弹簧范围调到 10~90KPa，这样就有 10KPa，作用在膜室的有效面积  $A_e$  上；又如气开阀，有气打开，无气时阀关闭，此时克服压差靠的是弹簧的预紧力。为了克服更大的压差，需调紧预紧力，还需带定位器，若定位器气源为 140 KPa，我们可以将设计弹簧范围 20~100KPa 调紧到 50~130KPa，此时输出力为  $50KPa \times A_e$ 。如果把 20~100KPa 作为标准弹簧固定的话，就只有  $20KPa \times A_e$ ，带定位器也失去作用。由此可见，气开阀带定位器也必须调高弹簧范围的起点压力才能提高执行机构的输出力。

对不带定位器的场合，气闭阀我们还可以设计 20~80KPa，这样不带定位器仍有  $20KPa \cdot A_e$  的输出力。所以弹簧范围应根据气开气闭、带定位器与否、压差产生的不平衡力作用的方向，三者结合起来才能设计出相适应的弹簧。为什么国外设计的弹簧很多，高达十几种，就是此道理。由此可见，标准弹簧范围的提法是错误的，它让人们在“标准”二字上而不能改动，误导人们死套 20~100KPa 来调校，结果造成无输出力或输出力不够。正确的提法应是：将“标准弹簧范围”提法取消，改为“设计弹簧范围”。其中 20~100KPa 的弹簧范围称为常用弹簧范围。

### 5.2 弹簧范围的选择

弹簧范围的选择主要从阀的稳定性、输出力两方面考虑。

#### 1) 阀的稳定性上选择

从阀的稳定性上选择，弹簧应该是越硬越好，如选用 40~200KPa、60~180KPa 的弹簧，它不仅克服轻微振荡、克服摩擦力，而且能使阀芯往复运动自如。





## 2) 从输出力上选择

由于执行机构的输出力是执行机构总的合力减去弹簧的张力、摩擦力、弹簧越软，其输出力就越大。所以，从输出力上考虑应该选择软弹簧（即小的弹簧范围）。

## 3) 从综合性能上选定弹簧范围

若从稳定性上选择，要选用弹簧范围大的硬弹簧；若从输出力来看，又应该选用弹簧范围小的软弹簧，两者互为矛盾，因此应予以综合考虑。在满足输出力的情况下，尽量选用范围大的硬弹簧。笔者建议，对薄膜阀充分利用定位器 250KPa 的气源，选用 60~180KPa 的弹簧。它对气开阀有 60KPa 的输出力，对气闭阀有 250-180=70KPa 的输出力，其弹簧范围  $P_r$  为 180-60=120KPa。再看传统的 20~100KPa 的弹簧配 140KPa 的气源时的输出力；气开阀为 20KPa，气闭阀与 140-100=40KPa，其弹簧范围  $P_r=100-20=80KPa$ 。由此不难看出，无论从输出力、刚度上讲，我们建议选择 60~180KPa 的弹簧范围远远优越于常规弹簧范围。

## 4) 特殊情况弹簧范围的选择

若遇大口径、大压差、含颗粒等场合时，其弹簧范围的选定通过详细计算来满足。

## 6.1 调节阀理想流量特性

### 1) 定义

调节阀的流量特性是指介质流过阀门的相对流量与相对开度的关系。数学表达式为：

$$\frac{Q}{Q_{\max}} = F\left(\frac{l}{L}\right) \quad (5-1)$$

或中： $\frac{Q}{Q_{\max}}$  —— 相对流量（ $Q$ ——某一开度下的流量）

$\left(\frac{l}{L}\right)$  —— 相对开度，调节阀阀芯某一位移与全开位移  $L$  之比。

一般来说，改变调节阀阀芯、阀座间的节流面积，便可以调节流量。由于多种因素的影响，改变节流面积，流量改变，导致系统中所有阻力的改变，使调节阀前后压差改变，为了便于分析先假定阀门前后压差不变，然后再引伸到真实情况进行讨论。前者称为理想流量特性，后者称为工作流量特性。理想特性又称固有流量特性。理想特性主要有直线、对数两种。

### 1) 直线特性

直线特性是指调节阀的相对流量与相对开度成直线关系，即单位行程变化引起的流量变化是常数，用数学式表达为：



$$\frac{d \frac{Q}{Q_{\max}}}{d \frac{l}{L}} = K \quad (5-2)$$

式中：K—常数，即为调节阀的放大系数。

将上式积分得：

$$\frac{Q}{Q_{\max}} = K \cdot \frac{l}{L} + C$$

式中：C—积分常数。

代入边界条件： $l=0$  时， $Q=Q_{\min}$ ， $l=L$  时， $Q=Q_{\max}$ ，从积分式中解出常数项为：

$$C = \frac{Q_{\min}}{Q_{\max}} - \frac{1}{R}$$

$$K = 1 - C = 1 - \frac{1}{R}$$

最后得

$$\frac{Q}{Q_{\max}} = \frac{1}{R} \left[ 1 + (R-1) \frac{l}{L} \right]$$

上式表明， $Q/Q_{\max}$  与  $l/L$  之间呈直线关系，在直角坐标上得到一条直线。因：

$R=30$ ，当  $l/L$  时， $Q/Q_{\max} = \frac{1}{R} = 0.033$ ；当  $l/L=1$ ，即全开时  $Q/Q_{\max}=1$ 。

连接上述两点得直线特性曲线，见图 5-1 之 1。

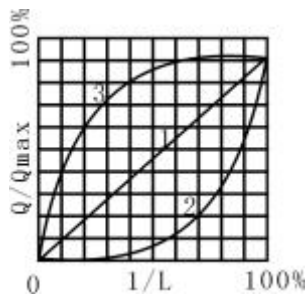


图 5-1 理想流量特性

从图中看出直线特性调节阀的曲线斜率是常数，即放大系数是一常数。从公式中看出，当开度  $l/L$



变化 10% 时，所引起的相对流量的增量总是 9.67%，但相对流量的变化量却不同。我们以开度 10%、50%、80% 三点为例，其相对流量见表 5-4，则：

在 10% 开度时，流量相对变化值为：

$$\frac{22.7 - 13}{13} \times 100\% = \frac{9.7}{13} \times 100\% = 75\%$$

在 50% 开度时，流量相对变化值为：

$$\frac{61.3 - 51.7}{51.7} \times 100\% = \frac{9.7}{51.7} \times 100\% = 19\%$$

在 80% 开度时，流量相对变化值为：

$$\frac{90.3 - 80.6}{80.6} \times 100\% = \frac{9.7}{80.6} \times 100\% = 11\%$$

可见，直线特性的阀门在小开度工作时，流量相对变化太大，调节作用太强，易产生超调引起振荡；而在大开度时，流量相对变化小，调节太弱，1-直线 2-等百分 3-快开不够及时。为解决上述问题，希望在任意开度下的流量相对变化不变，产生了对数特性。

### 3) 对数（又称等百分比）特性

表 5-4 流量特性的相对开度和对应流量 (R=30)

相对开度	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
直线流量特性	3.3	13.0	22.7	32.3	42.0	51.7	61.3	71.0	80.6	90.3	100
等百分比流量特性	3.3	4.67	6.58	9.26	13.0	18.3	25.6	36.2	50.8	71.2	100
快开流量特性	3.3	21.7	38.1	52.6	65.2	75.8	84.5	91.3	96.13	99.03	100
抛物线流量特性	3.3	7.3	12	18	26	35	45	57	70	84	100

对数特性是指单位行程变化引起相对流量变化与该点的相对流量成正比，即调节阀的放大系数是变化的，它随相对流量的增加而增大。用数学式表达为：

$$\frac{d \frac{Q}{Q_{\max}}}{d \frac{l}{L}} = K \frac{Q}{Q_{\max}}$$

经过积分，同直线特性的推导过程一样，将上式代入边界条件，定常数项，最后得：



$$\frac{Q}{Q_{\max}} = R^{\left(\frac{l}{L}-1\right)} \quad (5-4)$$

从上式看出，相对开度与相对流量成对数关系，故称对数特性。在直角坐标中，得出一条对数曲线，见图 5-1 之 2。为了和直线特性比较，同样以开度 10%、50% 和 80% 三点为例，当开度变化 10% 时，从表 1-4 中得出：

$$\frac{6.58-4.67}{4.67} = \frac{2.56-18.3}{18.3} = \frac{71.2-50.8}{50.8} = 40\%$$

可见，它单位位移变化引起的流量变化与此点的原有流量成正比，而流量相对变化的百分比总是相等的，故又称等百分比特性。

由于对数特性的放大系数 K 随开度增加而增加，因此有利于系统调节。在小开度时，流量小，流量的变化也小，调节阀放大系数小，调节平稳缓和；在大开度时，流量大，流量的变化也大，调节阀放大系数大，调节灵敏有效。从图 5-1 可知，对数特性始终在直线特性的下方，因此，在同一行程时流量比直线特性小

## 6.2 调节阀的工作流量特性

在实际运行中，调节阀前后压差总是变化的，这时的流量特性称为工作流量特性。

### 1) 串联管道的工作流量特性

由于阀开度的变化引起流量的变化。在流体力学中我们知道，阻力损失与流速的平方成正比，调节阀一旦动作，流量一改变，系统阻力（如弯头、手动阀门、管理损失等）都相应改变，因此，调节阀上压降也相应变化。其公式为：

$$\Delta P_i = \frac{\Delta P}{\left(\frac{l}{L}-1\right) f^2 \left(\frac{l}{L}+1\right)}$$

进一步推导，得出工作流量特性公式为：

$$\frac{Q}{Q_{\max}} = f' \left(\frac{l}{L} S\right) = \frac{f \left(\frac{l}{L}\right)}{\sqrt{\left(\frac{l}{L}\right) f^2 \left(\frac{l}{L}\right) + 1}} \quad (5-5)$$

从此可以看出，工作流量特性与压降分配比 S 有关。阀上压降越小，使调节阀全开流量相应减小，曲线越向下移，使理想的直线特性畸变为快开特性，理想的对数特性畸变为直线特性。如图 5-2 所示。可见，S 太小，对调节不利，一般不小于 0.3。阀补偿这种畸变后，S 可达 0.05~0.1。对此下面还会重点介绍。

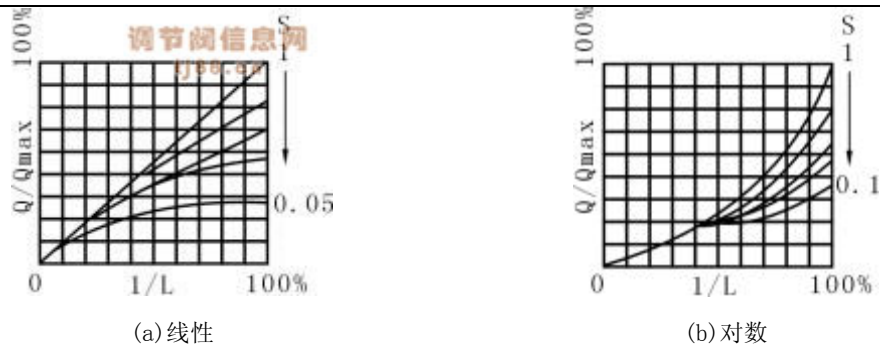


图 5-2 串联管道时调节阀的工作特性 (以  $Q_{min}$  为参数对比值)

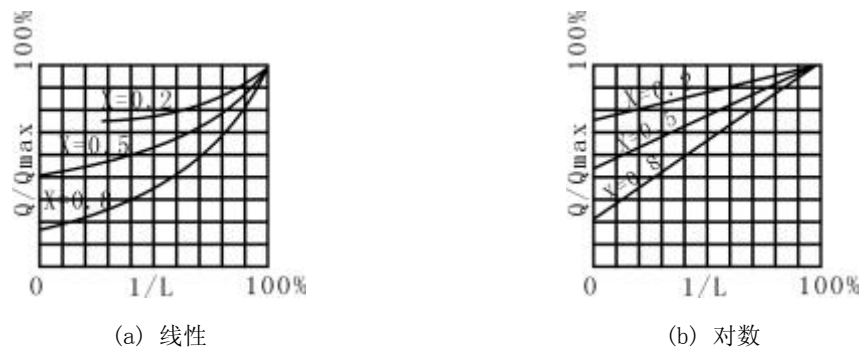


图 5-3 并联管道时调节阀的工作特性 (以  $Q_{min}$  为参数对比值)

## 2) 并联管道的工作流量特性

在可调比分析中已经知道, 调节阀的  $Q_{min}$  为旁通阀流量  $Q_{旁}$ . 因此, 旁通阀流量越大,  $Q_{min}$  越大,  $Q_{min}$  上移, 使整个曲线上移, 畸变成图 5-3 所示情况. 其中  $X = \text{调节阀全开的最大流量} / \text{总管最大流量}$ . 根据现场经验, 一般  $X \geq 0.8$ , 即旁通阀流量不应超过总流量的 20%.

## 6.3 对传统流量特性理论的突破

传统的流量特性设计理论都是按阀上压降不变的理想状况来设计定型的, 也是用这种方法向用户提供调节阀固有流量特性的. 这种阀上压降不变, 即  $S=1$  的理想流量特性在实际工作中永远不会存在. 实际工作中,  $S < 1$ , 工作特性偏离理想特性, 严重地产生畸变. 见图 5-2, 为了保证流量特性有较好的调节品质, 人们按传统的流量特性理论, 要求实际工作情况向理想情况靠拢, 以牺牲能耗来换取, 提出  $S$  应等于 0.3~0.6.  $S < 0.3$ , 实际工作特性畸变得不好使用. 那么, 为什么我们不可以将阀的固有特性向实际工作特性来靠拢呢? 为什么提供实际工作中不存在的特性, 让其在使用中严重畸变呢? 为什么不可以按实际工作特性来讨论以减小这种畸变呢? 由此可见, 传统的理想与实际相脱离的设计与应用理论, 从思想方法上看就存在着严重问题. 因此, 我们应该研究实际工作中具有代表性的, 典型的  $S$  值, 提供在这些  $S$  值下的直线和对数流量特性等, 使阀固有特性尽可能与实际工作特性相吻合. 作者提出的这种理想与实际相结合的方法将带来如下优点和实用意义:

- (1) 阀提供的固有特性与实际工作特性更加接近, 畸变减小, 调节性能提高.



(2) 按低 S 来设计阀的固有特性, 打破传统的牺牲能耗来换取调节品质的高 S 运行理论, 可大大节省系统能耗。据此理论, S 可以在 0.05~0.15 之间, 与原高 S 运行相比, 可节省能耗 15~22%。这对于我国能源紧张的今天, 有较好的使用价值和社会效益。

(3) 随着计算机的应用, 研究这种理论可使调节阀特性很容易根据不同 S 值实现在线整定、补偿, 根据系统需要获得较佳的工作特性。这种阀华林公司正在研究之中。

(4) 有利于产品制造。目前, 调节阀流量特性误差是工厂最难达到的性能指标。然而, 使用中因畸变厉害, 从来没有用户提出过流量特性误差影响使用和调节的问题。因为即使提供的流量特性误差为 0, 到实际工作中, 畸变得已经一塌糊涂。因此, 原流量特性误差的把关是只抓住其次要矛盾, 忽视了实际工作中畸变厉害这一主要矛盾。采用常用典型 S 值下的工作特性为阀的固有特性, 不但抓住了主要矛盾, 保证了调节性能, 而且这种试验更简化, 也有利于产品制造。

## 6.4 节能调节阀流量特性

所谓节能调节阀, 其实质就是保证在低 S 运行下调节阀有较理想的流量特性问题。

能否在低 S 下运行, 传统的讨论都是僵持在阀的固有流量特性这个问题上。S 值太小, 主要影响两个调节品质指标, 一是可调范围减小, 二是流量特性畸变。因此, 作出结论, 为保证调节阀品质, S 应取大一些, 一般为 0.3~0.6, 从而否定了低 S 运行的问题。

上述争论不休的问题, 实际上只要根据前面所谈到的理想与实际相结合的流量特性设计方法, 在阀上做文章, 也就显得十分简单了。由工作流量特性方式 5-5, 将  $S=0.1$  代入, 即可得到  $S=0.1$  的节能调节阀流量特性。

在我们的试验中, 通过修正阀芯曲面或套筒窗口的形状和尺寸, 便很方便地解决了所谓的低 S 流量特性畸变的问题。实际可调比可达 30, 实际流量特性满足了国标对流量特性误差考核的要求, 完全同普通阀一样。于是一种只在理想固有特性上讨论, 把 S 定在 0.3 以上, 通过提高阀上压降, 牺牲能耗来换取调节品质的传统的方法被打破了。通过对阀的小小修正来解决问题, 不仅简单易行, 而且还节约了大量能耗。

## 6.5 流量特性的选择

### 1) 工作流量特性的选择

由于选择方法较多, 不必一一阐述。这里, 推荐根据流量特性的使用特点得出的一种直观选择流量特性的参考表。

直线特性	对数特性
具有恒定压降的系统	阀前后盖压力变化大的系统
压降随负荷增加而逐渐下降的系统	压降随负荷增加而急剧下降的系统
	调节阀压降在小流量时要求大, 大流量时要求小
	介质为液体的压力系统
介质为气体的压力系统 其阀后管线长于 30 米	介质为气体的压力系统, 其阀后管线短于 3 米
	流量范围窄小的系统



	阀需要加大口径的场合
工艺参数给得准	工艺参数不准
外界干扰小的系统	外界干扰大的系统

## 2) 固有流量特性的确定


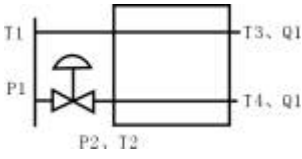
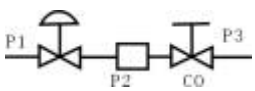
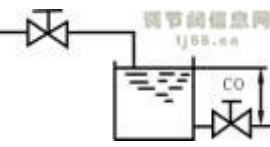
### (1) 根据 S 值确定阀固有特性 M

根据下表选定的工作特性，再根据 S 值确定阀固有特性（即理想特性），见下表。

### (2) 根据不平衡力作用方向确定阀固有特性

①不平衡力变化为“-” $f_t$ （作用方向将阀芯压开）时，按通常方法即按上述方法确定。

②不平衡力变化为“+” $f_t$ （作用方向将阀芯压闭）时，选用对数特性。

系统及被调参数	干扰	流量特性	说明
 流量控制系统	给定值	直线	变送器带开方器
	P1、P2	等百分比	
	给定值	快开	变送器不带开方器
	P1、P2	等百分比	
 温度控制系统	给定值 T1	直线	
P1	等百分比		
P2			
T3			
T4			
Q1			
 压力控制系统	给定值 P1、P3、C0	直线	液体
	给定值 P1、C0	等百分比	气体
	P3	快开	
 液位控制系统	给定值	直线	
	C0	直线	



 <p>液位控制系统</p>	给定值	等百分比
	Q	直线

调节阀与系统压降之比	≥0.6			<0.6		
要求的工作特性	平方根	直线	等百分比	平方根	直线	等百分比
选用的固有特性	平方根	直线	等百分比	等百分比	等百分比	等百分比

## 7 流向的选择

由于介质流动方向的改变，一是使得阀前后压力 P1、P2 对换，不平衡力作用方向或大小改变；二是介质对阀芯的绕流方向改变，使流形发生变化，对液体的阻力不同。这些变化对阀的工作性能有什么影响呢？反过来，又怎样根据工作情况来选择阀的流向呢？

### 7.1 流向对工作性能的影响

### 7.2 流向对工作性能的影响及选择

### 7.3 需要纠正的一个概念

#### 7.1 流向对工作性能的影响

### Ft 作用方向改变对工作性能的影响

对  $d_s > d_g$  的调节阀，不同流向，可引起 Ft 作用方向的改变，它将带来如下影响：

(1) 对稳定性的影响：前面已经分析了，“-” Ft 时阀稳定，“+” Ft 时稳定性差。

(2) 对阀芯密封性能的影响：“-”Ft 时，阀芯密封力  $F_0 = F - Ft$ ，“+”Ft 时，不平衡力本身是将阀芯压闭的，从而增加了密封比压。可见前者密封力小，密封性能差；后者密封力大，密封性能好。

(3) 对许用压力、许用压差的影响：由于流向的改变，使阀杆端压力为 P1 或 P2，前者不平衡力比后者小，使许用压力、许用压差改变，P1 在阀杆端比 P2 在阀杆端  $[\Delta P]$  大 ( $d_s < d_g$  时 =)。在同样阀芯装配上，流闭型的许用压力、许用压差较流开型大 ( $d_s \leq d_g$ ，因其输出力大)。

### 体阻力改变对工作性能的影响

为说明这一问题，首先从流体力学上分析一下流体对不同绕流物的阻力情况。在下图中，飞机机翼是在风洞里试验的，风速为 210 英里每小时。当圆头朝上时，阻力为 1 个单位；将机翼倒 180°，使尖尾朝前，阻力则为前者的 2 倍。我们把前一情况模拟为流闭型，后一情况模拟为流开型，即可得到流闭型比流开型阻力小的结论。其主要原因在于大头朝前时产生的涡流区远小于大头向后产生的涡流区，因此大头向前的阻力小于大头向后的阻力。现在回到调节阀中，因流闭型阻力比流开型小，故流闭型的流量系数比流开型大，一般





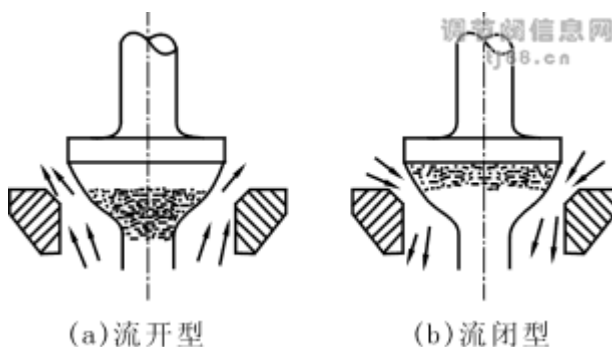
可提高 10%~15% 左右. 同时, 也提高了阀的可调范围. 由于一般调节阀的流量系数、流量特性是在流开型状态下由试验确定的, 即流开型具有标准的流量系数和理想流量特性. 因此, 选用流闭型可得到比标准流量系数大 10%~15%. 另一方面, 因这一差别主要发生在大开度上, 它可以补偿 S 值影响, 就是说, 流闭型大开度流量增加, 适当地减小了特性曲线的畸变.

机翼阻力试验			模拟阀芯节流	
试验条件	流动示意图	阻力单位	流向	阻力
风速: 210 英里 / 小时从圆头往尖尾绕流		1		小
风速同上, 从尖尾向圆头绕流		2		大

调节阀流阻力模拟

### 流动方向改变对使用寿命的影响

由于介质流动方向改变, 因而介质对阀芯、阀座产生的冲刷和汽蚀发生了变化. 对流开型, 介质从阀芯尖的一头往大的一端流动, 冲刷和汽蚀直接作用在密封面上, 同时, 介质一旦经过节流口后, 流速突然减慢, 相当于突然扩大, 使压力急剧回升, 因此, 汽蚀作用较强, 致使密封面很快被破坏. 故流开型使用寿命短. 见下图 a. 对流闭型, 与上述情况相反, 汽蚀和冲刷主要作用在密封面下面. 同时, 介质需要流经阀座后才突然扩大使压力急剧回升. 因此, 在流经阀座通过程中, 相当于逐步扩大, 压力恢复慢, 减少了汽蚀的破坏. 流出阀座后, 压力急剧回升, 汽蚀加剧, 但是它基本上不作用在阀芯阀座密封面上. 故流闭型使用寿命长. 见下图 b. 实践证明, 在严重冲刷和汽蚀条件下, 选用流闭型比流开型使用寿命长 1/4~1/2 倍以上, 若长期在小开度上工作, 可相差数倍以上.



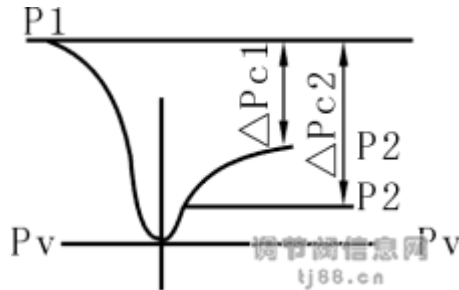
流向对阀芯使用寿命的影响图

### 不同流向对其工作性能的影响

(1) 对产生闪蒸的临界压差  $\Delta P_c$  的影响. 由于流闭型阻力小, 流开型阻力大, 因此, 在节流时前者



阻力小，压力恢复大，即压力损失小，后者阻力大，压力损失大。如果我们让压力下降的最低点正好等于该介质的饱和蒸气压  $P_v$  值，此时在阀上的压降就正好等于产生闪蒸的临界压差  $\Delta P_c$ ，见下图。从图中我们可以明显地看出：流闭型  $\Delta P_{c1}$  小，流开型  $\Delta P_{c2}$  大，即流闭型比流开型易产生闪蒸。由计算  $\Delta P_c = FL^2 (P_1 - P_v)$



(a) 流闭型 (b) 流开型

### 流向对 $\Delta P_c$ 的影响

可见其中 FL 反映了压力在节流口的恢复程度。查表知道：

单座阀流闭型  $FL=0.8$ ，流开型  $FL=0.9$ ；

角形阀流闭型  $FL=0.5\sim 0.8$ ，流开型  $FL=0.85\sim 0.9$ 。

因此流闭型 FL 值小，故  $\Delta P_c$  小。

(2) 对“自洁”作用性能的影响。对角形调节阀，流闭型介质往下流动（侧进底出），有冲刷和“清洗”的作用，故“自洁”作用好；流开型，介质往上流动（底进侧出），介质中的易沉淀物易堆积在上容腔死区内，造成堵塞现象，故“自洁”作用差。这就是调节阀用于易堵塞场合时应选流闭型的原因所在。

(3) 对阀杆密封性能的影响。当  $P_2$  处于阀杆端时，阀杆密封性好， $P_1$  在阀杆端时，阀杆密封性较前者差，特别是在高压差时更为突出。

## 7.2 流向对工作性能的影响及选择

一般调节阀对流向的要求可分为 3 种情况：

- ① 对流向没有要求，即为任意流向，如球阀、普通蝶阀；
- ② 规定了某一方向，一般不得改变，如三通阀、文丘里角阀、双密封带平衡孔的套筒阀；
- ③ 根据工作条件，存在流向的选择问题。这一类阀主要为单座阀、单密封的调节阀，如单座阀、角型阀、高压阀、无平衡孔的单密封套筒阀等。后面一类阀怎样选择呢？为了便于应用，把前面流向对工作性能的影响分析、归纳在一个表中，并以此为选择根据得出调节阀流向选择，见下表。

流向对性能影响	流开	流闭		流向选用	
				流开	流闭
对稳定性影响	稳定	$D_s \geq d_g$ 稳定			✓
		$d_s < d_g$	$F_t < \frac{1}{3} PrAe$ 稳定	✓	✓
			$F_t \geq \frac{1}{3} PrAe$ 不稳定	✓	



对寿命影响	寿命短	寿命长		√
对自洁性影响	自洁性差	“自洁”性能好		√
对密封性影响	密封性差 Ft 将阀芯顶开	密封性能好 通常 Ft 将阀芯压紧		√
对流量系数影响	一般具有标准流量系数	一般比标准流量系数大 10~15%左右	若阀偏小, 可改流闭 使流量系数增大	
对输出力的影响	输出力小 计算要另除 Pr	输出力大 输出力不计算不扣除 Pr		√
FL 值	大 阻力大恢复小	小 (阻力小, 恢复大)	减小闪蒸 √	
动作速度	平缓	接近关闭时有跳跃 启动、跳跃关闭现象	√	

从上表中可以看出, 两种流向各有利弊, 在具体选择时, 应根据阀工作的主矛盾来决定之。

结合到阀的具体结构时:

①高压阀,  $d_g \leq 20$  时, 通常压力大, 压差高, 汽蚀冲刷严重, 应选流闭型;  $d_g > 20$  时, 因存在稳定性问题, 应根据情况决定。

②角型阀, 对高粘度、悬浮液、含固体颗粒介质, 要求“自洁”性能好, 应选流闭型; 仅为角形连接时, 可选流开型。

③单座阀, 通常选流开型。

④小流量调节阀, 通常选流开型, 当冲刷厉害时, 可选流闭型。

⑤单密封套筒阀, 通常选流开型, 有“自洁”要求时, 可选流闭型。

⑥对两位型调节阀 (单座阀、角形阀、套筒阀等, 快开流量特性), 应选流闭型; 当出现水击、喘振时应改用流开型。其中, 当选用流闭型且  $d_s < d_g$  时, 阀存在稳定性较差问题。

还应注意以下几点:

①最小工作开度大于 20~30% 以上。

②选用刚度大的弹簧 (推荐选用  $0.6 \sim 1.8 \times 100\text{KPa}$  范围的弹簧)。

③选用对数流量特性。

### 7.3 需要纠正的一个概念

需要纠正一下国内在流向概念上存在的错误。过去流向的划分除按流动方向来定义外, 还从不平衡力的作用方向来定义。认为, “-” ft 的作用是将阀芯顶开的, 故称流开型; “+” ft 的作用是将阀芯压闭的, 故称流闭型。从上图中看出, 在同一种流向的情况下, ft 可能是 “+”, 也可能是 “-”, 自相矛盾。因此, 正确的划分只能从流动方向来定义。从后一种错误的定义出发, 进一步得出的流开型恒为 “-” ft, 故稳定性好, 流闭型恒为 “+” ft, 故稳定性差的结论也是不全面的。这一错误概念带来不少问题。如在高压阀应用上, 认为流闭型恒为 “+” ft, 故笼统地定为流开型, 结果, 大量高压差下使用的小口径高压阀使用寿命极短。作者根据本书对不平衡力和流向的分析中提出的问题, 将  $d_g \leq 20$  的小口径高压阀改为流闭型, 稳定性不变, 却使高压阀使用寿命得以明显提高, 有的提高了十几倍。



## 8 填料的选择

目前, 柔性石墨填料应用越来越广泛, 特别是在高温情况下, 选用这种填料, 密封可靠, 并可省去散热片, 经济性也好。如高温蝶阀、高温高压调节阀均采用这种结构。这样一来, 生产厂将有柔性石墨填料和四氟填料两种供选用。四氟、石墨填料的比较, 选择见下表。

密封填料	“V”型四氟填料	“O”型石墨填料	
密封的可靠性	寿命短, 可靠性差	寿命长、耐磨、可靠性高、摩擦大	
填料工作温度	-40℃~180℃	-200℃~600℃	
选择情况	常温 -40~250℃	可优先选用	在需要带定位器使用时可以考虑, 尤其是蒸气介质。
	中温 -60~450℃	必须加散热片, 以使填料在 250℃ 以下工作. 因增加散热片, 使产品价格比常温增加 10~20% 左右	可以不带散热片使用, 故经济性好, 外形尺寸小, 并且密封性能好, 但必须带定位器, 目前选用越来越多, 当工作温度较高时, 可优先选用
	高温 450~600℃	不能用(目前, 四氟填料只设计到 450℃ 以下)	可用到 600℃
禁用介质	熔融状碱金属、高温三氟化氯及氟元素	高温、高浓度强氧化剂	
结论	由于石墨填料耐磨、耐蚀、耐温, 使用寿命长, 是四氟填料寿命的 2~3 倍, 所以建议尽可能选用石墨填料, 尤其是旋转类调节阀、超高温调节阀、带定位器使用的调节阀。		

## 9 附件的选择

### 9.1 定位器与转换器的选择

#### 定位器的工作原理

定位器是提高调节阀性能的重要手段之一。定位器利用闭环原理, 将输出量阀位反馈回来与输入量比较, 即阀位信号直接与阀位比较。在不带定位器时, 阀位信号为气动压力。它作用在膜片上产生推力, 与弹簧张力和阀的轴向作用力平衡。因此, 在此力一定的情况下, 若摩擦力、不平衡力等发生变化, 必然引起弹簧张力的变化, 而使行程发生变化, 即不带定位器时, 阀位信号压力不是直接阀位比较, 而是力的平衡, 故精度低, 不平衡力变化大, 阀位变化也大。因此, 选用定位器能大大地提高阀的精度, 同时, 因气源压力大, 还能提高阀许用压差, 而且还具有加快阀动作, 改变作用方式、改变流量特性等功能。

#### 定位器的主要作用

(1) 它可以全部气源压力送到调节阀的执行机构的膜室内, 使气源压力得到充分利用, 以此提高了执行机构的输出力, 相应阀能切断更大的压差。

(2) 由于是靠位置来反馈, 当摩擦力较大时, 便产生较大的回差, 定位器便可改变输出压力使阀定在相应的位置上, “定位器”其名的得来, 就是这个道理。所以, 它又具有提高阀的位置精度的作用。

(3) 定位器将整个气源送到膜室, 当膜室压力使阀运动并走在相应的位置时, 气源被切换, 阀便稳定在某位置上, 即是说, 阀的供气速度快, 阀的动作速度加快。



(4) 电气转换器的作用, 能用电信号来控制气动阀(电气转换器就只有这一功能)。

### 定位器与转换器的比较与选择

从上述作用中不难看出, 定位器具有提高输出力、提高位置精度、提高动作速度和电气转换四大作用; 而电气转换器就只有电气转换功能。两者比较, 宜首选定位器。定位器的选用场合详见下表。

序号	应选择的场合	选择原因	
1	阀的工作压差较大时或采用刚度大的弹簧范围时	增加阀的许用压差和阀的刚度, 以增加稳定性	
2	为防止阀杆处外泄需将填料压紧时	因填料处增加了阀杆的摩擦力	因定位器直接与阀位比较而不是与力直接比较, 故为克服各种力对阀工作性能的影响需选定定位器
3	高温阀、低温阀、波纹管密封阀		
4	使用柔性石墨填料的场合		
5	悬浮液、高粘度、胶状、含固体颗粒、纤维、易结焦介质的场合	因增加了阀杆运动的摩擦力	
6	用于阀大口径的场合, 一般阀 DN $\geq$ 100, 蝶阀 DN $\geq$ 250	因阀芯阀板的重量影响阀动作	
7	高压调节阀	压差大, 使阀芯的不平衡力较大	
8	气动信号管线长度 $\geq$ 150m	加快阀的动作	
9	用于分程控制		
10	调节阀由电动调节器控制的场合	电气转换	

在某些特殊场合, 如防爆要求特别高时, 可选“气动阀门定位器+电气转换器”。而不宜选电气阀门定位器。这样, 气动阀门定位器在现场不存在防爆, 而转换器就可远离现场, 离防爆区, 值得一提的是, 有的炼油厂和一些化肥厂却将“气动阀门定位器+电气转换器”广泛应用于一般场合, 不仅多耗成本, 还降低了阀的可靠性, 这显然是不可取的。

## 9.2 电磁阀的选择

对两位控制的阀应选用电磁阀来切换气信号, 使主阀或关或开, 如果电磁阀失控, 动作不灵, 就会出现大的失误, 所以电磁阀的选择主要考虑其可靠性, 特别是故障情况下使用的安全开(关)的阀更要加倍重视其可靠性。选择电磁阀时, 除要告诉型号外, 还必须告诉信号、防爆否、失电时主阀的开关位置(绝大部分选用电磁阀均没有提及此问题, 现应引起重视)。

## 9.3 行程开关的选择

过去选用机构式的行程开关较多, 现在多数选用非接触式开关, 它具有简单、可靠、安装方便的特点。

## 9.4 手轮机构的选择



手轮机构有侧装和顶装两种，由于手动操作方便，因此被大量选用。气动薄膜执行机构所配手轮机构的适用场合及选择见下表。

选用场合	型号决定		
	ZPS-I	ZPS-II	ZPS-III
1. 当阀发生故障时, 为使阀成为手动调节的场合.	配用执行机构型号		
2. 需用开度限位时手轮可起到开度限位器的作用.	ZHA(B)-11	ZHA(B)-23	ZHA(B)-45
3. 对大口径和使用贵金属做管道时, 为省去旁路节约投资时(由手轮机构代替旁路, 但在特别重要的调节中, 仍需要采用旁路, 切断阀)	ZHA(B)-22	ZHA(B)-34	
	注: 由阀的执行机构决定手轮机构的型号。		

ZPS 型侧装手轮机构结构复杂、笨重，现在绝大部分场合选用结构简单、轻巧的顶装手轮执行机构。

## 9.5 空气过滤减压阀的选择

对接有气源压力的气动仪表和电气阀门定位器、转换器, 可选用空气过滤减压阀, 它既可过滤空气, 又可调节气源压力的大小, 以得到所需要的气源压力值。

## 10 型号决定

国内普通产品的代号基本一致, 但变型产品、特殊产品的型号却没有统一, 形成了各种各样的形号, 很容易引起混乱, 请注意各厂说明书。



代号:      —

含义:

尾注: 常温—— 中温——S  
 高温——G 低温——D  
 波纹管密封——W  
 作用方式: 气开——K 气闭——B  
 电开——K 电闭——B  
 保位——C  
 压力等级: PN/0.1MPa

变型角码代号

产品	软密封	堆耐磨合金	高压差	微小	全四氟耐蚀	耐蚀合金
脚码	1	2	3	4	F	L
产品	普通耐蚀	保温夹套	低S节能	低噪音	Q.2秒紧急动作	
脚码	L	B	S	D	C	

阀型代号: 九大类基型产品 (普通产品) 代号

阀型	单座阀	双座阀	套筒阀	角型阀	三通阀	隔膜阀	蝶阀	球阀	偏心阀	多功能阀
代号	P	N	M	S	Q、X	T	W	*RD/V	*Z、R	H

执行机构代号

气动薄膜执行机构			气动活塞式执行机构				电动执行机构					
老式		精小型	直行程		角行程		S系列		普通电动		电子式	
正作用 ZMA	反作用 ZMB	ZJH	*横装 ZSR、ZSH	*整装 ZSL	*比例 ZSC	*两位 ZSD	SKZ	SKJ	ZKZ	ZKJ	直行程 ZDL	角行程 ZDR

注: (1) 若阀芯是软密封或堆耐合金时, 当文字说明后, 其脚码可省去;  
 (2) 带\*处的型号各厂家的编制方法有较大差异, 请注意各厂家的说明书。

## 11 订货须知

### 11.1 订货时, 必须告诉的条件

- (1) 产品名称;
- (2) 型号 (型号中包括作用方式、温度范围);
- (3) 公称压力;
- (4) 公称通径;
- (5) 流量系数;
- (6) 流量特性;
- (7) 泄漏率;



- (8) 阀关闭时的压差;
- (9) 阀体材质;
- (10) 芯座材质;
- (11) 附件(附件型号、信号、规格、防爆否等)。

## 11.2 酌情告诉的条件

- (1) 弹簧范围;
- (2) 流向;
- (3) 填料的材质;
- (4) 特殊材质;
- (5) 附件是国产还是进口;
- (6) 工作条件;

1	介质名称
2	比重
3	浓度
4	温度
5	物理性能(悬浮液、纤维、颗粒、粉尘等)
6	化学性能处
7	流量
8	压力、压差
9	切断要求
10	动作速度、频率
11	原用阀存在的问题和成功之处
12	环境条件(湿度、粉尘、温度、空气腐蚀性、防火防爆)
13	引进阀接口、接连尺寸(法兰距、法兰标准)、特殊要求
14	特殊附件

## 12.1 执行机构

- (1) 驱动方式的选择: 电动、气动、液动的决定?





- 
- (2) 电动执行机构选择普通型还是电子式结构？
  - (3) 电动执行机构是角行程还是直行程？
  - (4) 角行程电动执行机构是直连式还是曲柄连杆式？
  - (5) 电动执行机构信号的选定：电II、电III，还是其它？
  - (6) 电动执行机构防爆与否？
  - (7) 伺服放大器的选定？
  - (8) 是否需要位置反馈信号？
  - (9) 是否需要手操作？
  - (10) 气动执行机构薄膜式与活塞式的选定？
  - (11) 气动活塞执行机构比例式与两位式的选定？
  - (12) 气动活塞执行机构直行程与角行程的选定？
  - (13) 气动活塞执行机构有弹簧与无弹簧式的选定？
  - (14) 气动薄膜执行机构是单弹簧的老式结构还是多弹簧精小型结构？
  - (15) 正作用与反作用的选定？
  - (16) 弹簧范围的选定（涉及计算）？
  - (17) 工作弹簧范围的选定（涉及计算）？
  - (18) 是否需要加长支架？
  - (19) 执行机构规格的选定（涉及计算）？
  - (20) 执行机构是按标准与阀搭配还是缩小或增大？
  - (21) 气信号大小的决定？
  - (22) 气信号接口的要求？
  - (23) 行程（角度）的选定？
  - (24) 气源大小的决定？



(25) 动作速度的要求？

(26) 环境条件是否满足？

(27) 对外形尺寸限制与否？

(28) 对重量限制与否？

(29) 对颜色的要求？

## 12.2 上盖与填料

(30) 上盖形式的选定，普通型、带散热片型、长颈型、波纹管密封？

(31) 中温阀是选带散热片结构还是普通上盖加高温填料结构？

(32) 低温阀是选长颈上盖还是带吸热片加低温填料结构？

(33) 上盖导向形式：普通型、加重型、平衡式？

(34) 四氟填料还是石墨填料？

(35) 单密封还是多层密封？

(36) 填料是否需要反装？

(37) 波纹管材质的选定？

(38) 上盖材质的选定？

(39) 是否需衬里及衬里材质的选定？

(40) 导向套材质的选定？

(41) 导向套是否堆焊耐磨合金？

(42) 上盖与阀体密封结构与材质的选定？

## 12.3 阀内件

[上一页](#) [下一页](#)

(43) 阀芯、阀座的泄漏等级？



- 
- (44) 密封型式：硬密封还是软密封？
  - (45) 是否需要堆焊耐磨合金？
  - (46) 软密封结构与型式：硬对软密封、软对软密封、“O”形圈密封、平板密封？
  - (47) 软密封材料？
  - (48) 阀座数量？
  - (49) 阀芯密封数量？
  - (50) 阀芯导向型式：顶部导向、顶部与下部双导向、自身导向？
  - (51) 套筒节流窗口的要求？
  - (52) 阀芯窗口的要求？
  - (53) 导向是否需要加重？
  - (54) 导向面是否需要堆焊耐磨合金？
  - (55) 大压差阀平衡式结构的考虑？
  - (56) 阀座材质的选定？
  - (57) 阀芯材质的选定？
  - (58) 阀杆材质的选定？
  - (59) 阀杆是否需要加重？
  - (60) “O”形圈材质的选定？
  - (61) 对耐腐蚀性能的考虑？
  - (62) 对耐汽蚀性能的考虑？
  - (63) 对耐冲蚀性能的考虑？
  - (64) 防堵性能的考虑？
  - (65) 阀芯、阀座直径与阀体直径是一致还是缩径？
  - (66) 流量系数 C 值是否需要标定？



(67) 流座泄漏试验的特殊要求？

(68) 是否需要特别清洗？

(69) 是否要备件？

## 12.4 阀

(70) 阀型式选定（第一重要的选型内容）？

(71) 口径 DN 的决定（第一重要的计算内容）？

(72) 连接方式：螺纹式、法兰式 1、焊接式？

(73) 阀的公称压力的决定？

(74) 法兰压力等级与标准的决定？

(75) 对法兰距的要求？

(76) 关闭时阀工作压差的校核（计算的第二重要内容）？

(77) 可调比 R 校核（属计算内容）？

(78) 开度校核（属计算内容）？

(79) 介质温度选定阀结构与材料

(80) 对泄漏的要求？

(81) 流量特性的选定？

(82) 流向的选定？

(83) 作用方式：气开、气闭的选定？

(84) 是否需要保温夹套？

(85) 对噪音的限制？

(86) 阀体材质的选定（选型的第二重要内）？

(87) 是否需要衬里？衬什么材质？

(88) 对腐蚀性能的充分考虑？



- 
- (89) 对耐温、耐压、密封的可靠性的考虑？
  - (90) 对价格、性能比的考虑？
  - (91) 对易损件的考虑？
  - (92) 对维护性能的考虑？
  - (93) 对外观的要求？
  - (94) 对安装空间的限制？
  - (95) 对重量的限制？
  - (96) 对使用文件的要求？
  - (97) 对包装的要求？
  - (98) 对运输的要求？
  - (99) 对特殊技术条件的要求（如清洗、去油污等……）？

## 12.5 附件的选定

- (100) 定位器的选定？
- (101) 转换器的选定？
- (102) 防爆的考虑？
- (103) 空气过滤减压阀的选定？
- (104) 保位阀的选定？
- (105) 继动器的选定？
- (106) 电磁阀的选定？
- (107) 行程开关的选定？
- (108) 是否需要位置信号反馈装置？
- (109) 手轮机构的选定？

## 12.5 整机故障状态的选定



- (100) 失气时阀的位置：全开、关闭、保持？
- (111) 失电时阀的位置：全开、关闭、保持？
- (112) 同时失电、失气时阀的位置：全开、关闭、保持？
- (113) 失电、失气要求的位置矛盾时，是否需要手轮机构？
- (114) 故障时要求紧急动作、平常作为调节时两种功能的选定？
- (115) 关闭位置时阀的压差和不平衡力的计算与执行机构的选定？

### 13 调节阀选型的简化

调节阀选型太复杂，下面提供简化的选型思路。

#### 1) 阀型的选择

调节阀阀型最好选择功能齐全、重量轻的全功能超轻型调节阀去代替其他调节阀产品，可简化选用其它产品因功能不齐全而担心选型不当（如直行程类阀的防堵问题；切断与压差大小的关系等）的麻烦。

#### 2) 执行机构的选择

执行机构的选择：

- ① 选用进口电子式执行机构，克服一系列不可靠问题；
- ② 薄膜式执行机构选用精小型系列；
- ③ 活塞式执行机构应考虑齿轮齿条式；
- ④ 告诉阀关闭的压差，由生产厂选定执行机构大小。

#### 3) 材料的选择

这一问题较复杂。因许多腐蚀介质对聚四氟乙烯不存在腐蚀，故宜选用全四氟耐腐蚀阀，使耐腐蚀场合的选型得到大大简化，只是当温度 $>180^{\circ}\text{C}$ 、 $<-40^{\circ}\text{C}$ 、 $\text{PN}\geq 2.5\text{KPa}$ 时，再去考虑耐蚀合金。

#### 4) 弹簧范围的选择

对配薄膜执行机构的阀，现绝大部分场合均配定位器，可以充分利用 $250\text{KPa}$ 的气源，选用一种中等刚度，又可兼顾较大输出力的弹簧 $60\sim 180\text{KPa}$ ；同理，对活塞执行机构选用 $150\sim 300\text{KPa}$ 。

#### 5) 流量特性的选择

- ① 当参数弄不准时，选对数特性；
- ② 当被调系统的响应速度较快时，如流量调节、液体压力调节，选对数特性；
- ③ 当系统的响应速度较慢时，液位系统、温度调节系统，选直线特性；



- ④ S 值较小时，选对数特性；
- ⑤ 阀可能处小开度工作时，选对数特性。

## 6) 流向的选择

对单密封类的直行程调节阀，通常选流开型；当要求切断和防冲蚀时，选流闭型（流闭型稳定性差，应考虑相应的稳定性措施）。

## 7) 填料的选择

当带定位器时，尽量选用耐磨、耐高温、寿命长、密封可靠的石墨填料。

## 8) 定位器与转换器的选择

转换器没有定位器的提高出力、提高动作速度、提高位置精度的三大作用，故通常应选用定位器（定位器与转换器价格相当）。

## 9) 电磁阀的选择

电磁阀的可靠性应摆在最突出的位置，所以，应选用可靠性高的进口电磁阀。选定电磁阀必须注意电磁阀通电、断电与主阀的关系，并告诉生产厂

## 七 调节阀的安装与维护 目录

### 1 调节阀的主要性能及测试 3 调节阀的维护

### 2 调节阀的安装 4 调节阀常见故障处理 60 法

#### 1.1 气动调节阀主要性能及测试

气动调节阀的性能指标有：基本误差、回差、死区、始终点偏差、额定行程偏差、泄漏量、密封性、耐压强度、外观、额定流量系数、固有流量特性、耐振动性能、动作寿命，计 13 项、前 9 项为出厂检验项目。

由于调节阀的运输、工作弹簧范围的调整等因素，安装前往往需要对如下性能进行调整、检验：

#### 1) 基本误差

将规定的输入信号平稳地按增大和减小方向输入执行机构气室（或定位器），测量各点所对应的行程值，计算出实际“信号—行程”关系与理论关系之间的各点误差。其最大值即为基本误差。试验点应至少包括信号范围 0、25%、50%、75%、100% 这 5 个点。测量仪表基本误差限应小于被试阀基本误差限的 1/4。

#### 2) 回差

试验程序与上面第 1) 点所述相同。在同一输入信号上所测得的正反行程的最大差值即为回差。



### 3) 始终点偏差

方法同第1)点。信号的上限(始点)处的基本误差即为始点偏差;信号的下限(终点)处的基本误差为终点偏差。

### 4) 额定行程偏差

将额定输入信号加入气动执行机构气室(或定位器),使阀杆走完全程,实际行程与额定行程之差与额定行程之比即为额定行程偏差。实际行程必须大于额定行程。

### 5) 泄漏量

试验介质为10~50℃的清洁气体(空气和氮气)或液体(水或煤油);试验压力A程序为:当阀的允许压差大于350KPa时,试验压力均按350KPa做,小于350KPa时按允许压差做;B试验程序按阀的最大工作压力做。试验信号压力应确保阀处于关闭状态。在A试验程序时,气开阀执行机构信号压力为零;气闭阀执行机构信号压力为输入信号上限值加20KPa;两位式阀执行机构信号压力应为设计规定值。在B试验程序时,执行机构的信号压力应为设计规定值。试验介质应按规定流向加入阀内,阀出口可直接通大气或连接出口通大气的低压头损失的测量装置,当确认阀和下游各连接管道完全充满介质后方可测取泄漏。

## 1.2 电动调节阀主要性能及测试

电动调节阀主要性能指标有:基本误差、回差、死区、额定行程偏差、泄漏量、密封性、耐压强度、外观、额定流量系数,固有流量特性、耐振动、温度、长期工作可靠性、防爆、阻尼特性、电源电压变化影响、环境温度变化影响、绝缘电阻、绝缘强度等。前10项指标的要求和试验方法均与气动阀相同或相似,其中基本误差、回差、死区、泄漏量、密封、外观、阻尼特性、电源电压变化影响、绝缘电阻为出厂试验项目,后3项性能指标的要求和试验方法为:

### 1) 阻尼特性

电动调节阀的阻尼特性,在正、反行程的两个方向上规定为阀杆不超过3次“半周期”摆动。试验方法是在输入端分别加入输入信号范围值的20%、50%、80%信号,观察阀杆在正、反行程相应位置上“半周期”摆动次数。

### 2) 电源电压变化影响

电动调节阀的供电电压在 $220^{+20}_{-30}$ V范围内变化时,阀杆的位移变化值不应超过全行程的1.5%试验方法是在电源电压为220V时,在输入端加入信号范围值的20%的信号测量相对应的阀杆行程值,然后将电源电压调到190V和240V,测量相对应的阀杆行程变化值.再依次加入信号范围值的50%、80%的信号、测量阀杆行程的变化值。

### 3) 绝缘电阻

当环境温度为10~35℃、相对湿度不超过85%时,电动调节阀的绝缘电阻应符合下列规定:各输入端子对机壳不小于20MΩ;各输入端子对电源端子不小于50MΩ;电源端子对机壳不小于50MΩ。试验方法是采用500型兆欧表测试。





## 2 调节阀的安装

调节阀安装时要注意如下问题：

调节阀安装前的检验；在阀门操作的各个过程中，即安装、试验、操作和维修过程中的人员和设备的安全；在控制回路中作为最终控制元件的调节阀性能；若需手动操作时，要满足系统有效手动操作的安装要求；维修调节阀的可接近性；维修、操作和安装费用；由于机械或环境的需要，迫使阀门采取保护措施。

### 2.1 安装前的检验

#### 2.2 安全的考虑

#### 2.3 调节阀性能的考虑

#### 2.4 手动操作的考虑

### 2.5 可接近性的考虑

#### 2.6 安装费用的考虑

#### 2.7 工厂安装

#### 2.8 使用工具设备的注意事项

### 2.1 安装前的检验

调节阀运到场地时，应立即进行检查，以确定是否符合规定，特别是安装尺寸、材质、附件等。在此阶段，凡是在装运和装卸过程中造成的任何明显机械损伤，应及时处理，为保证调节阀在开车时能正常动作，使系统安全运行，还应检查如下项目：

- (1) 外观检查
- (2) 始终点偏差
- (3) 全行程偏差
- (4) 基本误差
- (5) 正反行程偏差
- (6) 泄漏量
- (7) 所有辅助设备如限位开关、阀门定位器等操作检验。

### 2.2 安全的考虑

在做阀门的配管设计和安装时，下述的各种问题和解决办法都必须考虑：

(1) 阀门可能泄漏，无论是在开始使用，还是在使用过程中，在填料函盖、法兰垫片或者在阀门损坏时形成的针眼上都可能泄漏。假若液体在非常苛刻的操作条件(温度和压力)下流过阀门，这对阀门可能会有所损坏，腐蚀性流体可能会聚在电缆槽中，易燃流体可能落到热的容器里，碱性溶液的热流体可能会伤害操作人员。

(2) 在切断之后，阀门中的系统压力还可以继续保持一个时间，如果在维修这个阀门时要把它打



开或取走的话,必须有降低这个压力的安全措施.同样也必须有排放积聚的有害液体的措施。

(3) 在切断阀之间积留的大量高压流体可能会呈现相当大的力量,如果在排放调节阀压力的操作中粗心大意的话,可能发生严重的伤亡事故。

(4) 可以设想,即使是好的设计,切断时也不可避免地会积留高压流体,因此建议:如果积聚液体的潜在能量具有很大危险性的话,应在调节阀的每一侧安装放空阀和(或)排放阀。

(5) 对于积聚有大量高压物料的阀门,考虑安装两个放空阀和排放阀是必要的。在两个阀门之间只积聚少量物料,同时能够逐步释放系统的压力,使在这两个排放或放空阀之间的压力反复积聚及排放。注意,在这个过程中调节阀必须处于打开状态。

(6) 如果被排放的流体是危险性气体,放空管线必须接到安全的地方。

(7) 如果气体不是可燃的,仍然需要用放空管线导出,以避免吹出的气体夹带铁锈或其它物质,这些物质可能会伤害正在处理放空阀的人员。

(8) 要选择一个能够限制流量的放空阀,这样可以保护未能按照缓慢打开放空阀的安全作法进行操作的粗心的操作人员.如果流体含有悬浮固体,这种限流放空阀容易堵塞。因此,可能要把那些安装在管线顶部的阀门放空,要用大尺寸的排放阀,做到安全放空。就此而言,培训在限流放空阀上进行安全操作的人员是非常重要的。如果排放的流体是一种有危险性的液体,管线系统的设计人员就要考虑把排放管线接到一个安全的地方。在装置操作期间,阀门可能是非常热的,因此,必须有预防措施以免烫伤操作人员。

(9) 在制备螺纹连接的管件时,要小心防止管线的密封剂掉到安装的管线里。管线密封剂要节制使用,头上两扣不涂密封剂,还可以采用聚四氟乙烯密封带作螺纹密封物。

(10) 对于蒸汽管线,接近于调节阀的上游或下游的应当保温。

(11) 压力波动严重的地方,建议采用一个管线缓冲器。

## 2.3 调节阀性能的考虑

在设计调节阀的入口和出口的配管时,谨慎的做法是把调节阀作为一个可变孔板来考虑。兹对管道孔板组合件的配管建议如下:

(1) 使入口配管能够达到最大限度的直管段长度,并与其它配管要求一致。经验的直管段长度是10~20倍管道直径。对于小管线这是容易做到的,但是一般公称通径大于125mm的管线就不可能做到。然而,阀门入口直管段长度愈长,将得到愈好的阀门性能。

(2) 如果可能,出口配管应有3~5倍管道直径的直管段。

(3) 阀门的入口直管段使得流体在稳定的压力下进入阀门。这样，阀门所处的每一位置或者换句话说对于每个新孔板的开度，其稳定的入口压力将保证得到一个稳定的和可再现流量。图 7-1 表示了一种良好的流动方式，而图 7-2 表示的流通方式则不好。

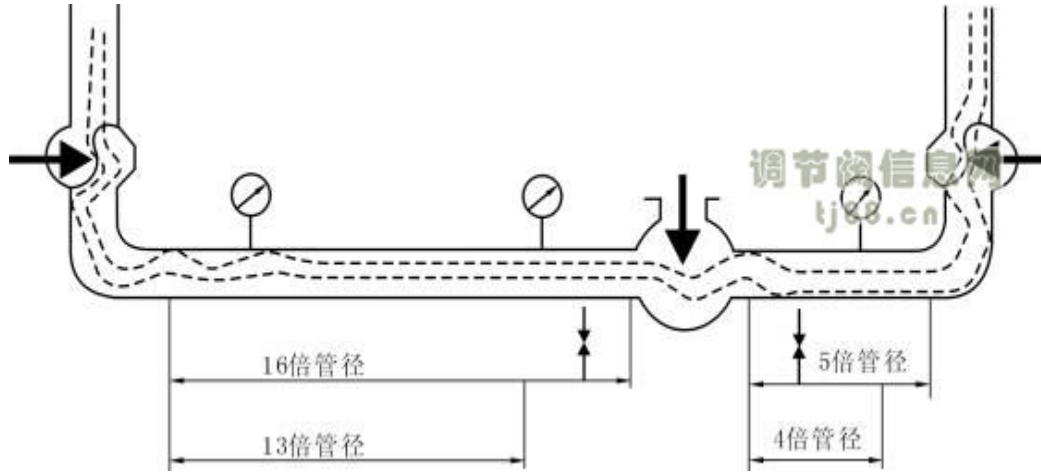


图 7-1 典型的的上游和下游配管良好的布置

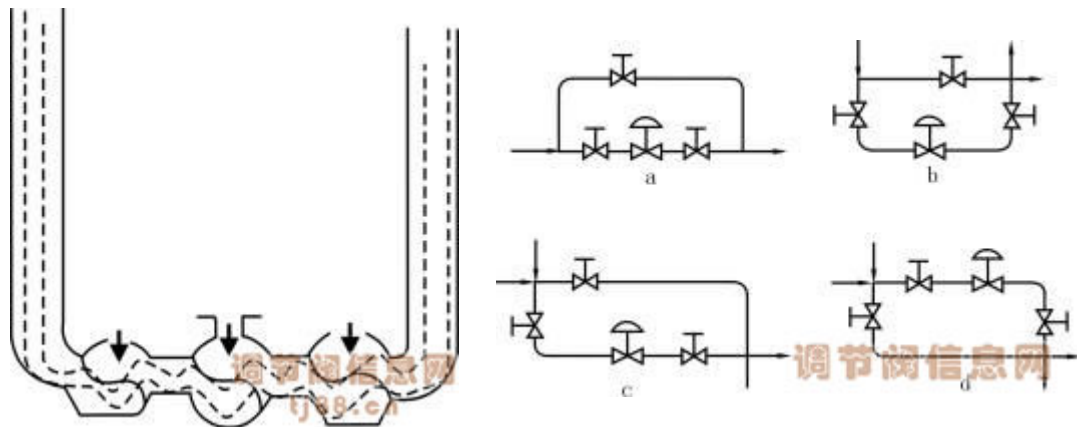


图 7-2 上游和下游配管不好的布置图

7-3 常用调节阀旁路组合形式

(4) 注意图 7-1 压力表的位置，在这个位置上，压力表指示一个稳定的、真实的压力，而不是压力头加上或减去速度头。这个速度头是由于不均匀流动曲线所引起的。就检查流体系统故障来说，上游和下游压力的精确测量实际上是特别重要的。对调节阀压力降的正确测量，加上观察阀门的位置就可判断这个阀的运转是否符合设计要求，或者是否由于内部有故障需要切断和修理。

(5) 压力调节阀的上游或下游取压点的位置一定要遵守上面的建议，保证检测精度和稳定压力，使其不受管件干扰的影响。

## 2.4 手动操作的考虑

调节阀的安装位置要考虑以下因素，以便于手动操作：



(1) 阀门的安装位置是否便于操作人员手动操作,与此同时,操作人员是否能够看着指示器上显示参数来操作阀门?

(2) 如果要手动控制液位,操作人员是否能够看见贮罐上的玻璃液位计?

(3) 操作人员能否通过观察管线上的压力表或阀杆移动指标件来确定阀杆移动的变化大小?

(4) 是否可利用其它参数的指示器使操作人员能预料到参数的变化?例如,操作人员正在调节锅炉给水流量,他是否能直接观察蒸汽压力表,按照蒸汽压力表或流量表指示的蒸汽流量的增加或减小,提前调节需要的进水量的大小。

(5) 如果要用旁路阀来进行手动操作的话,那么,旁路阀门的相对流量特性的行程要与调节阀选择一样。

(6) 手控旁通阀和隔离阀对无手轮机构的气动调节阀或虽有手轮机构但属重要的调节系统的场合,可酌情采用旁路,安装切断阀及旁路阀。旁路组合形式较多,现举常用的4组方案(见图7-3)进行比较。

(a) 方式:这是过去习惯采用方案,旁路可以自动放控,但由于两个切断阀在调节阀一根管线上,难于拆卸、安装,且所占空间大。

(b) 方式:这种方案比较好,布置紧凑,占地面积小,便于拆卸。

(c) 方式:这种形式也比较好,便于拆卸,但占地面积比方案(b)大一些。

(d) 方式:这种方案只适用于小口径的调节阀,否则,执行器安装位置过高,装拆均不方便。

## 2.5 可接近性的考虑

调节阀安装时,必须考虑到调节阀就地维修或按日常计划拆卸的可能性。维修费用在很大程度上取决于阀门的可接近程度,尤其是高空阀更要注意。有的管道设计连维修人员都不好接近,又怎样好安装、维护呢?同时,还需要考虑调节阀维护时所需的空隙:

(1) 需要卸下带有阀杆的阀芯的顶部组件的阀门上方应留空隙;

(2) 如果要卸下底部法兰和阀杆、阀芯部件时,阀门的底部应留空隙;

(3) 在卸下阀门配件如手动操作器、执行机构、电磁阀、阀门定位器等等时,阀门的侧面应留空隙;

(4) 为便于卸下阀体法兰上的螺栓应留空隙。这个空隙尺寸经常很少提供,设计人员在设计大小头连接调节阀入口和出口配管时必须考虑这个空隙尺寸。对大口径阀,特别是在高空管道上的阀,忽略这个问题,将对维修时阀的装卸带来非常大的困难。我们在对某引进装置的高空大口径阀维修时,仅卸下此阀就用了一周的时间,问题就是卸下阀所需空间太小。

## 2.6 安装费用的考虑



调节阀的配管设计要考虑许多因素。这些因素的基本要求是：在调节阀的使用期间，调节阀的总费用最小而性能最好。因此，从调节阀的经济性和使用上，应认真考虑下面列举的一系列问题是非常有用的：

- (1) 怎样设计阀门的入口和出口配管？
- (2) 应当用多长的直管段？
- (3) 应当使用多大的管线尺寸？

调节阀的配管设计首先要研究总体的配管设计。配管设计一般要满足压力规范、腐蚀和磨损的要求、噪音级的要求以及工厂发展的要求。下述的流体流动速度是典型的：液体—1.5 米 / 秒，蒸气—30~37.5 米 / 秒，气体—70~120 米 / 秒。

管材价格以及制造费用对选择管线大小的影响很大。高压不锈钢配管系统要求焊接、进行应力消除和射线检查，可以容许选择更高的管线流速。据文献记载，高压高温的蒸气流速大于 120 米 / 秒，给水流速 12 米 / 秒。

- (4) 是否需要大小头？下游侧配管是否要扩径以满足流体的膨胀？
- (5) 是否需要切断阀？如果要，什么型号？尺寸多大？
- (6) 要不要旁路阀？如果要，什么型号？尺寸多大？
- (7) 调节阀应当安装在与感测元件有关的管线的什么位置上？
- (8) 调节阀要安装在什么高度上才便于操作人员操作？
- (9) 调节阀的安装位置在维修和手动操作时，人是否能过得去？在正常操作中是否可以看到阀杆位移指示？
- (10) 调节阀是否靠近手动操作所需要的设备或指示器？
- (11) 在调节阀操作的任何阶段是否会伤害人员和损坏设备？
- (12) 要不要放空和排放阀门？如果要，要几个，什么型号，多大尺寸，要安装在什么地方？这些阀门的配管是否需要接到一个安全的地点？
- (13) 要不要压力表？如果要，要几个，安装在什么地方，如何配管？
- (14) 是否需要泄压装置？如果要，多大尺寸，安装在哪儿？
- (15) 是否需要管线过滤器？如果要，是在工厂建设时装上，还是在装置停工和停用待修之后再装上？
- (16) 需要什么型号的管件？
- (17) 应使用什么样的结构材料？



(18) 安装配管必须满足什么规范？

(19) 阀门是否需要保温？

(20) 阀门是否需要安装伴热管线？

(21) 如果调节阀不能垂直安装，要选择什么方位安装？

(22) 调节阀应当如何支撑？

(23) 对于气动和液压的管线和辅助设备有什么要求？

(24) 如果调节阀已被拆卸，有什么方法可以隔断气动或液压配管和辅助设备？这些配管和辅助设备是否要单独支撑？与电动调节阀连在一起的电气设备也必须有同样的考虑。

(25) 是否需要疏水器，如果要，装在什么地方？

(26) 是否需要取压管嘴，如果要，取压点将选在什么地方，取压阀要多大，要什么型号的？

(27) 调节阀是否会受到运输车辆损坏，如果可能，将怎样保护？

(28) 有什么防震和防火的措施？

(29) 阀缩径还是用大小头？

在许多情况下，选择的管线要大一些以适应将来工厂的发展。这样，新建工厂的调节阀可以比安装调节阀的管线尺寸小一级或两级。此时，选择调节阀有两种方法：①选择与管线同样大小调节阀用小直径的阀内件。例如，DN100 的阀用 dg50 的阀内件；②选择计算所得的最小的调节阀，再用大小头与管道连接。

应选择哪一种方法一般是通过对阀门、配管和要求的费用分析决定。压力降关系到泵和动力的费用。

推荐选用与管线同径的调节阀用小的阀内件的方法。除非费用的分析表明选用最小直径的调节阀的方法有很大的优越性，对于 DN50 或更小的管线，习惯上在许多工业过程中都选择与管线同径的调节阀。

(30) 切断阀、旁路阀的推荐尺寸

在许多工业过程中，普遍的做法是安装切断阀的旁路阀，以适应设备连续操作的需要。切断阀用来隔离调节阀，而当调节阀在维修时使用旁路阀。

也有一些不使用切断阀的例外，由于增加一个或多个切断阀，就要增加一个或多个切断阀的费用：某些工艺配管可能只装一个切断阀就能起到在维修时隔离调节阀的全部作用。某些重要的工艺过程不能允许粗心大意打开旁路阀或关闭切断阀。

在大多数情况下考虑到费用，都采用和表 7-1 建议相似的最小的切断阀和旁路阀尺寸。

表 7-1 推荐的最小的切断阀和旁路阀尺寸



管线尺寸 (英寸)	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	1	$\frac{1}{12}$	2	3	4	6	8	10	12
调节阀尺寸 (英寸)	切断旁路 阀	切断旁路 阀	切断旁路 阀	切断旁路 阀	切断旁路 阀	切断旁路 阀	切断旁路 阀	切断旁路 阀	切断旁路 阀	切断旁路 阀	切断旁路 阀
$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2} \frac{1}{2}$	$\frac{3}{4} \frac{3}{4}$	11	$\frac{1}{12} \frac{1}{12}$							
$\frac{3}{4}$		$\frac{3}{4} \frac{3}{4}$	11	$\frac{1}{12} \frac{1}{12}$	2 2						
1			11	$\frac{1}{12} \frac{1}{12}$	2 2	2 2					
$\frac{1}{12}$				$\frac{1}{12} \frac{1}{12}$	2 2	2 2	3 3				
2					2 2	3 2	3 3	4 4			
3						3 3	4 3	4 4	6 6		
4							4 4	6 4	6 6	8 8	
6								6 6	8 6	8 8	10 10
8									8 8	10 8	10 10
10										10 10	12 10
12											12 12

## 2.7 工厂安装

良好的工厂安装必须从现场接到调节阀后,就要适当地处理好调节阀问题。操作人员在调节阀安装各个阶段都要调整调节阀,粗心大意地处理调节阀可能引起装置开工大大延迟。

建议考虑下面的具体要求:

- (1) 用于操作气动调节阀的气源应当是无油和干燥的,特别是带定位器的阀。
- (2) 小口径的调节阀的入口配管要装配一个适当的过滤器,以便过滤掉配管系统带来的杂质,避免损坏阀门。
- (3) 阀门安装在系统中时阀体要避免受过大压力,这对阀体分离式阀门特别重要。
- (4) 在初次开工之前和停工检修之后,调节阀前要装上滤网,以便滤去管线内的垢物、铁锈和其它杂物。只要可能,配管系统要装上一个短管接头,并在安装调节阀之前冲洗配管系统。



(5) 如在多尘埃的环境中操作的调节阀, 围绕着阀杆装一个橡皮或塑料罩, 以保护阀杆的抛光表面免受损坏。

(6) 务必要遵守制造厂提出的所有调整和辅助设备的开关位置的说明。例如, 在阀门定位器的旁路位置上不要忘了旁路开关。

(7) 如果在调节阀安装以后还需从系统中拆卸下来, 要关闭切断阀并加标记。如果调节阀里有危险流体或污染物, 应加上相应标记, 以便在拆卸阀门之前进行适当的清洗。

(8) 务必按照流动方向的箭头安装调节阀。如果制造厂提供的阀门箭头指示的方位是错误的, 要报告这种情况。

(9) 在安装之前要看各家阀门制造厂的具体说明书。

## 2.8 使用工具设备的注意事项

下面是由克兰公司的公报 VC-1006-A 配管说明书中复制出来的一部分, 可把它作为本书的一种有益补充。因为在大多数情况下, 可以感到许多现场问题都是由于对这样简单和明显的实践和做法错误所引起的。

### 1) 了解扳手

有适当的工具, 使用方便。规则 1: 选择合适的型号; 规则 2: 选择合适的尺寸。

### 2) 如何装配螺纹管接头

螺纹管接头(外螺纹和内螺纹的端部拧紧在一起)是连接管子的一种最常用的连接方法。首先要把管件内外螺纹的脏物擦净。建议采用钢丝刷子。接着, 用一点好的螺纹润滑剂润滑螺纹, 但只能把润滑剂涂在阳螺纹上, 以避免剩余的润滑剂被挤到管子里, 而造成对阀座或其它机构的损害。注意用扳手要小心, 不能使用过大尺寸的扳手, 过大的扳手会使人总想到“靠在连接件上”。拧进太多会引起损坏, 尤其是在连接阀门的情况下, 不要试图把全部阳螺纹都拧进连接件。

### 3) 如何装配法兰的连接面

法兰的连接面是用螺栓把两个法兰(在它们的机械加工的密封面之间装有垫片)装配在一起。装配法兰连接面的正确步骤如下:

清洗所有部件。正如螺纹连接一样, 所有部件都必须擦洗干净, 以保证有限的安装效果。用浸着溶剂的抹布擦净制造厂涂在法兰上的防锈油脂。接着, 擦洗掉所有的脏物和砂石微粒, 然后擦净垫片。找平和支撑管子。当管子就位时, 要保证有适当的支撑。例如, 阀门不能装在没有支撑的管段上, 因为它不能承受大的压力。法兰必须精确地用水平仪检查, 在水平方向与管子成直线, 法兰端面保持垂直方向, 这样, 才容易用螺栓拧紧。插入垫片。为保证法兰在适当位置上, 在底部装上半数的螺栓, 把垫片装入适当位置。在装入前把垫片涂上少量含石墨的油脂或其它推荐的润滑油。即使以后打开接合面, 也较容易取出垫片。最后再装上其余螺栓, 以便消除任何的集中应力。要反复交替拧紧, 直到最后拧紧为止。法兰面形式应当一样。不同的法兰面装配在一起, 不可能得到严密的连接面。钢阀门和管件通常都制造成凸面法兰, 而一般配管材料为铁和青铜的都是具有平面法兰。众所周知, 正确的





方法应当是平面法兰与平面法兰连接，或者凸面法兰与凹面法兰连接。从来没有用凸面法兰与平面法兰相连接的。

### 3 调节阀的维护

调节阀具有结构简单和动作可靠等特点，但由于它直接与工艺介质接触，其性能直接影响系统质量和环境污染，所以对气动调节阀必须进行经常维护和定期检修，尤其对使用条件恶劣和重要的场合，更应重视维修工作。

#### 3.1 调节阀的重点检查部位

##### 1) 阀体内壁

对于使用在高压差和腐蚀性介质场合的调节阀，阀体内壁、隔膜阀的隔膜经常受到介质的冲击和腐蚀，必须重点检查耐压、耐腐的情况。

##### 2) 阀座

调节阀在工作时，因介质渗入，固定阀座用的螺纹内表面易受腐蚀而使阀座松动，检查时应予注意。对高压差下工作的阀，还应检查阀座密封面是否被冲坏。

##### 3) 阀芯

阀芯是调节阀工作时的可动部件，受介质的冲刷、腐蚀最为严重，检修时要认真检查阀芯各部分是否被腐蚀、磨损，特别是在高压差的情况下阀芯的磨损更为严重(因汽蚀现象),应予注意。阀芯损坏严重时应进行更换，另外还应注意阀杆是否也有类似的现象，或与阀芯连接松动等。

##### 4) 膜片、“O”形圈和其它密封垫。

应检查调节阀中膜片、“O”形密封圈和其它密封垫是否老化、裂损。

##### 5) 密封填料

应注意聚四氟乙烯填料、密封润滑油脂是否老化，配合面是否被损坏，应在必要时更换。

#### 3.2 气动调节阀分解检查图

为了便于直观地了解各部位可能出现的故障及其产生的原因，作者根据自己的经验，提供分解检查图供维护时使用。见图 7-4、7-5、7-6。

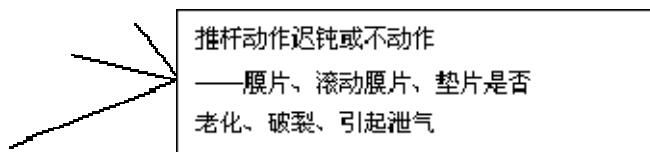


图 7-4 气动薄膜执行机构维护分解图

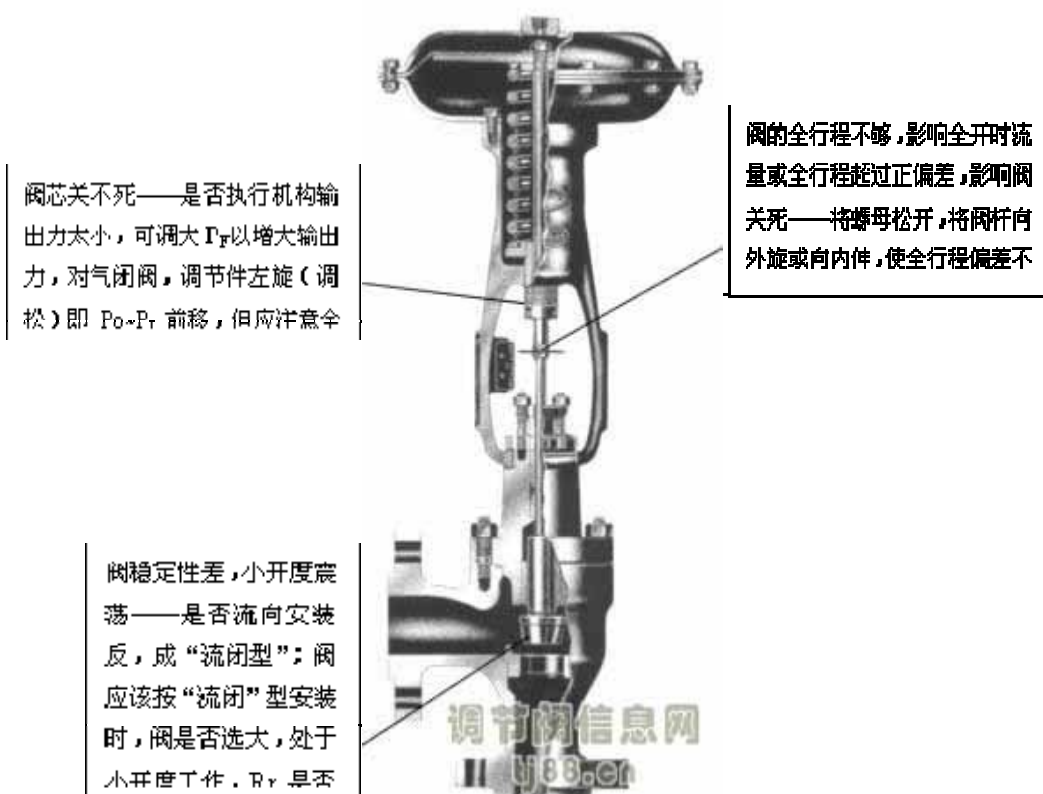


图 7-5 调节阀维护分解图

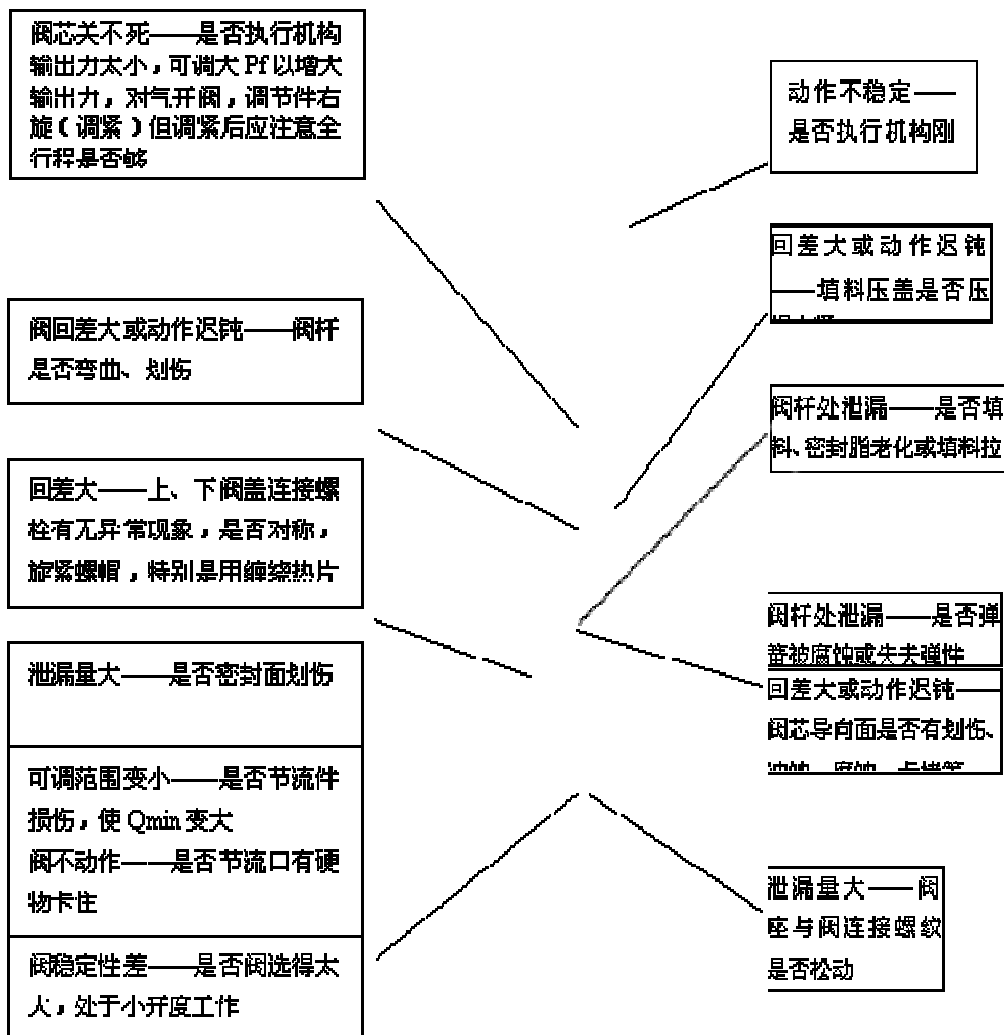


图 7-6 调节阀维护分解图

## 4 调节阀常见故障处理 60 法

在工业自动化仪表中, 调节阀算是笨重的了, 加之结构简单, 往往不被人们重视。但是, 它在工艺管道上, 工作条件复杂, 一旦出现问题, 大家又手忙脚乱。因其笨重, 问题难找准, 常常费力不讨好, 还涉及系统投运、系统完全、调节品质、环境污染等。下面所介绍的 60 种常见故障的处理方法, 绝大多数来自作者的工作实践, 可供调节阀出现故障分析、处理时参考, 这对现场维修人员、技术人员是有一定帮助的。

- 4.1 提高寿命的方法 (8 种方法)
- 4.2 调节阀经常卡住或堵塞的防堵 (卡) 方法 (6 种方法)
- 4.3 密封性能差的解决方法 (5 种方法)
- 4.4 调节阀外泄的解决方法 (6 种方法)
- 4.5 调节阀振动的解决方法 (8 种方法)
- 4.6 调节阀噪音大的解决方法 (8 种方法)
- 4.7 调节阀稳定性较差时的解决办法 (5 种方法)



## 4.8 在高、低温下阀工作不正常的解决方法（5种方法）

## 4.9 其他故障处理方法（9种方法）

### 4.1 提高寿命的方法（8种方法）

#### 1) 大开度工作延长寿命法

让调节阀一开始就尽量在最大开度上工作，如90%。这样，汽蚀、冲蚀等破坏发生在阀芯头部上。随着阀芯破坏，流量增加，相应阀再关一点，这样不断破坏，逐步关闭，使整个阀芯全部充分利用，直到阀芯根部及密封面破坏，不能使用为止。同时，大开度工作节流间隙大，冲蚀减弱，这比一开始就让阀在中间开度和小开度上工作提高寿命1~5倍以上。如某化工厂采用此法，阀的使用寿命提高了2倍。

#### 2) 减小S增大工作开度提高寿命法

减小S，即增大系统除调节阀外的损失，使分配到阀上的压降降低，为保证流量通过调节阀，必然增大调节阀开度，同时，阀上压降减小，使气蚀、冲蚀也减弱。具体办法有：阀后设孔板节流消耗压降；关闭管路上串联的手动阀，至调节阀获得较理想的工作开度为止。对一开始阀选大处于小开度工作时，采用此法十分简单、方便、有效。

#### 3) 缩小口径增大工作开度提高寿命法

通过把阀的口径减小来增大工作开度，具体办法有：①换一台小一档口径的阀，如DN32换成DN25；②阀体不变更，更换小阀座直径的阀芯阀座。如某化工厂大修时将节流件dg10更换为dg8，寿命提高了1倍。

#### 4) 转移破坏位置提高寿命法

把破坏严重的地方转移到次要位置，以保护阀芯阀座的密封面和节流面。

#### 5) 增长节流通道提高寿命法

增长节流通道最简单的就是加厚阀座，使阀座孔增长，形成更长的节流通道。一方面可使流闭型节流后的突然扩大延后，起转移破坏位置，使之远离密封面的作用；另一方面，又增加了节流阻力，减小了压力的恢复程度，使汽蚀减弱。有的把阀座孔内设计成台阶式、波浪式，就是为了增加阻力，削弱汽蚀。这种方法在引进装置中的高压阀上和将老的阀加以改进时经常使用，也十分有效。

#### 6) 改变流向提高寿命法

流开型向着开方向流，汽蚀、冲蚀主要作用在密封面上，使阀芯根部和阀芯阀座密封面很快遭受破坏；流闭型向着闭方向流，汽蚀、冲蚀作用在节流之后，阀座密封面以下，保护了密封面和阀芯根部，延长了寿命。故作流开型使用的阀，当延长寿命的问题较为突出时，只需改变流向即可延长寿命1~2倍。

#### 7) 改用特殊材料提高寿命法



为抗汽蚀（破坏形状如蜂窝状小点）和冲刷（流线型的小沟），可改用耐汽蚀和冲刷的特殊材料来制造节流件。这种特殊材料有 6YC-1、A4 钢、司太莱、硬质合金等。为抗腐蚀，可改用更耐腐蚀，并有一定机械性能、物理性能的材料。这种材料分为非金属材料（如橡胶、四氟、陶瓷等）和金属材料（如蒙乃尔、哈氏合金等）两类。

## 8) 改变阀结构提高寿命法

采取改变阀结构或选用具有更长寿命的阀的办法来达到提高寿命的目的, 如选用多级式阀, 反汽蚀阀、耐腐蚀阀等。

## 4.2 调节阀经常卡住或堵塞的防堵（卡）方法（6 种方法）

### 1) 清洗法

管路中的焊渣、铁锈、渣子等在节流口、导向部位、下阀盖平衡孔内造成堵塞或卡住使阀芯曲面、导向面产生拉伤和划痕、密封面上产生压痕等。这经常发生于新投运系统和大修后投运初期。这是最常见的故障。遇此情况，必须卸开进行清洗，除掉渣物，如密封面受到损伤还应研磨；同时将底塞打开，以冲掉从平衡孔掉入下阀盖内的渣物，并对管路进行冲洗。投运前，让调节阀全开，介质流动一段时间后再纳入正常运行。

### 2) 外接冲刷法

对一些易沉淀、含有固体颗粒的介质采用普通阀调节时，经常在节流口、导向处堵塞，可在下阀盖底塞处外接冲刷气体和蒸汽。当阀产生堵塞或卡住时，打开外接的气体或蒸气阀门，即可在不动调节阀的情况下完成冲洗工作，使阀正常运行。

### 3) 安装管道过滤器法

对小口径的调节阀，尤其是超小流量调节阀，其节流间隙特小，介质中不能有一点点渣物。遇此情况堵塞，最好在阀前管道上安装一个过滤器，以保证介质顺利通过。带定位器使用的调节阀，定位器工作不正常，其气路节流口堵塞是最常见的故障。因此，带定位器工作时，必须处理好气源，通常采用的办法是在定位器前气源管线上安装空气过滤减压阀。

### 4) 增大节流间隙法

如介质中的固体颗粒或管道中被冲刷掉的焊渣和锈物等因过不了节流口造成堵塞、卡住等故障，可改用节流间隙大的节流件—节流面积为开窗、开口类的阀芯、套筒，因其节流面积集中而不是圆周分布的，故障就能很容易地被排除。如果是单、双座阀就可将柱塞形阀芯改为“V”形口的阀芯，或改成套筒阀等。例如某化工厂有一台双座阀经常卡住，推荐改用套筒阀后，问题马上得到解决。

### 5) 介质冲刷法

利用介质自身的冲刷能量，冲刷和带走易沉淀、易堵塞的东西，从而提高阀的防堵功能。常见的方法有：①改作流闭型使用；②采用流线型阀体；③将节流口置于冲刷最厉害处，采用此法要注意提高节流件材料的耐冲刷能力。



## 6) 直通改为角形法

直通为倒 S 流动，流路复杂，上、下容腔死区多，为介质的沉淀提供了地方。角形连接，介质犹如流过 90°弯头，冲刷性能好，死区小，易设计成流线形。因此，使用直通的调节阀产生轻微堵塞时可改成角形阀使用。

## 4.3 密封性能差的解决方法（5 种方法）

### 1) 研磨法

细的研磨，消除痕迹，减小或消除密封间隙，提高密封面的光洁度，以提高密封性能。

### 2) 利用不平衡力增加密封比压法

执行机构对阀芯产生的密封压力一定，不平衡力对阀芯产生顶开趋势时，阀芯的密封力为两力相减，反之，对阀芯产生压闭趋势，阀芯的密封力为两力相加，这样就大大地增加了密封比压，密封效果可以比前者提高 5~10 倍以上。一般  $d_g \geq 20$  的单密封类阀为前一种情况，通常为流开型，若认为密封效果不满意时，改为流闭型，密封性能将成倍增加。尤其是两位型的切断调节阀，一般均应按流闭型使用。

### 3) 提高执行机构密封力法

提高执行机构对阀芯的密封力，也是保证阀关闭，增加密封比压，提高密封性能的常见方法。常用的方法有：

- ①移动弹簧工作范围；
- ②改用小刚度弹簧；
- ③增加附件，如带定位器；
- ④增加气源压力；
- ⑤改用具有更大推力的执行机构。

### 4) 采用单密封、软密封法

对双密封使用的调节阀，可改用单密封，通常可提高 10 倍以上的密封效果，若不平衡力较大，应增加相应措施，对硬密封的阀可改用软密封，又可提高 10 倍以上密封效果。

### 5) 改用密封性能好的阀

在不得已的情况下，可考虑改用具有更好的密封性能的阀。如将普通蝶阀改用椭圆蝶阀，进而还可改用切断型蝶阀、偏心旋转阀、球阀和为之专门设计的切断阀。

## 4.4 调节阀外泄的解决方法（6 种方法）

### 1) 增加密封油脂法

对未使用密封油脂的阀，可考虑增加密封油脂来提高阀杆密封性能。



## 2) 增加填料法

为提高填料对阀杆的密封性能,可采用增加填料的方法。通常是采用双层、多层混合填料形式,单纯增加数量,如将3片增到5片,效果并不明显。

## 3) 更换石墨填料法

大量使用的四氟填料,因其工作温度在 $-20\sim+200^{\circ}\text{C}$ 范围内,当温度在上、下限,变化较大时,其密封性便明显下降,老化快,寿命短。柔性石墨填料可克服这些缺点且使用寿命长。因而有的工厂全部将四氟填料改为石墨填料,甚至新购回的调节阀也将其中的四氟填料换成石墨填料后使用。但使用石墨填料的回差大,初时有的还产生爬行现象,对此必须有所考虑。

## 4) 改变流向,置P2在阀杆端法

当 $\Delta P$ 较大,P1又较大时,密封P1显然比密封P2困难。因此,可采取改变流向的方法,将P1在阀杆端改为P2在阀杆端,这对压力高、压差大的阀是较有效的。如波纹管阀就通常应考虑密封P2。

## 5) 采用透镜垫密封法

对于上、下盖的密封,阀座与上、下阀体的密封。若为平面密封,在高温高压下,密封性差,引起外泄,可以改用透镜垫密封,能得到满意的效果。

## 6) 更换密封垫片

至今,大部分密封垫片仍采用石棉板,在高温下,密封性能较差,寿命也短,引起外泄。遇到这种情况,可改用缠绕垫片,“0”形环等,现在许多厂已采用。

## 4.5 调节阀振动的解决方法(8种方法)

### 1) 增加刚度法

对振荡和轻微振动,可增大刚度来消除或减弱,如选用大刚度的弹簧,改用活塞执行机构等办法都是可行的。

### 2) 增加阻尼法

增加阻尼即增加对振动的摩擦,如套筒阀的阀塞可采用“0”形圈密封,采用具有较大摩擦力的石墨填料等,这对消除或减弱轻微的振动还是有一定作用的。

### 3) 增大导向尺寸,减小配合间隙法

轴塞形阀一般导向尺寸都较小,所有阀配合间隙一般都较大,有 $0.4\sim 1\text{mm}$ ,这对产生机械振动是有帮助。因此,在发生轻微的机械振动时,可通过增大导向尺寸,减小配合间隙来削弱振动。



## 4) 改变节流件形状，消除共振法

因调节阀的所谓振源发生在高速流动、压力急剧变化的节流口，改变节流件的形状即可改变振源频率，在共振不强烈时比较容易解决。具体办法是将在振动开度范围内阀芯曲面车削 0.5~1.0mm。如某厂家属区附近安装了一台自力式压力调节阀，因共振产生啸叫影响职工休息，我们将阀芯曲面车掉 0.5mm 后，共振啸叫声消失。

## 5) 更换节流件消除共振法

原理同 4.5 中的 4)，只不过是更换节流件。其方法有：

①更换流量特性，对数改线性，线性改对数；

②更换阀芯形式。如将柱塞形改为“V”形槽阀芯，将双座阀轴塞型改成套筒型；将开窗口的套筒改为打小孔的套筒等。如某氮肥厂一台 DN25 双座阀，阀杆与阀芯连接处经常振断，我们确认为共振后，将直线特性阀芯改为对数性阀芯，问题得到解决。又如某航空学院实验室用一台 DN200 套筒阀，阀塞产生强烈旋转无法投用，将开窗口的套筒改为打小孔的套筒后，旋转立即消失。

## 6) 更换调节阀类型以消除共振

不同结构形式的调节阀，其固有频率自然不同，更换调节阀类型是从根本上消除共振的最有效的方法。一台阀在使用中共振十分厉害——强烈地振动(严重时可将阀破坏)，强烈地旋转(甚至阀杆被振断、扭断)，而且产生强烈的噪音(高达 100 多分贝)的阀，只要把它更换成一台结构差异较大的阀，立刻见效，强烈共振奇迹般地消失。如某维尼纶厂新扩建工程选用一台 DN200 套筒阀，上述三种现象都存在，DN300 的管道随之跳动，阀塞旋转，噪音 100 多分贝，共振开度 20~70%，考虑共振开度大，改用一台双座阀后，共振消失，投运正常。

## 7) 减小汽蚀振动法

对因空化汽泡破裂而产生的汽蚀振动，自然应在减小空化上想办法。①让汽泡破裂产生的冲击能量不作用在固体表面上，特别是阀芯上，而是让液体吸收。套筒阀就具有这个特点，因此可以将轴塞型阀芯改成套筒型。②采取减小空化的一切办法，如增加节流阻力，增大缩流口压力，分级或串联减压等。

## 8) 避开振源波击法

外来振源波击引起阀振动，这显然是调节阀正常工作时所应避免的，如果产生这种振动，应当采取相应的措施。

## 4.6 调节阀噪音大的解决方法（8 种方法）

### 1) 消除共振噪音法

只有调节阀共振时，才有能量叠加而产生 100 多分贝的强烈噪音。有的表现为振动强烈，噪音不大，有的振动弱，而噪音却非常大；有的振动和噪音都较大。这种噪音产生一种单音调的声音，其频率一般为 3000~7000 赫兹。显然，消除共振，噪音自然随之消失。方法和例子见以上 4.5 中的 4)、5)、6)。

### 2) 消除汽蚀噪音法





汽蚀是主要的流体动力噪音源。空化时, 汽泡破裂产生高速冲击, 使其局部产生强烈湍流, 产生汽蚀噪音。这种噪音具有较宽的频率范围, 产生格格声, 与流体中含有砂石发出的声音相似。消除和减小汽蚀是消除和减小噪音的有效办法。

### 3) 使用厚壁管线法

采用厚壁管是声路处理办法之一。使用薄壁可使噪音增加 5 分贝, 采用厚壁管可使噪音降低 0~20 分贝。同一管径壁厚越厚, 同一壁厚管径越大, 降低噪音效果越好。如 DN200 管道, 其壁厚分别为 6.25、6.75、8、10、12.5、15、18、20、21.5mm 时, 可降低噪音分别为 -3.5、-2 (即增加)、0、3、6、8、11、13、14.5 分贝。当然, 壁越厚所付出的成本就越高。

### 4) 采用吸音材料法

这也是一种较常见、最有效的声路处理办法。可用吸音材料包住噪音源和阀后管线。必须指出, 因噪音会经由流体流动而长距离传播, 故吸音材料包到哪里, 采用厚壁管至哪里, 消除噪音的有效性就终止到哪里。这种办法适用于噪音不很高、管线不很长的情况, 因为这是一种较费钱的办法。

### 5) 串联消音器法

本法适用于作为空气动力噪音的消音, 它能够有效地消除流体内部的噪音和抑制传送到固体边界层的噪音级。对质量流量高或阀前后压降比高的地方, 本法最有效而又经济。使用吸收型串联消音器可以大幅度降低噪音。但是, 从经济上考虑, 一般限于衰减到约 25 分贝。

### 6) 隔音箱法

使用隔音箱、房子和建筑物, 把噪音源隔离在里面, 使外部环境的噪音减小到人们可以接受的范围内。

### 7) 串联节流法

在调节阀的压力比高 ( $\Delta P/P_1 \geq 0.8$ ) 的场合, 采用串联节流法, 就是把总的压降分散在调节阀和阀后的固定节流元件上。如用扩散器、多孔限流板, 这是减少噪音办法中最有效的。为了得到最佳的扩散器效率, 必须根据每件的安装情况来设计扩散器 (实体的形状、尺寸), 使阀门产生的噪音级和扩散器产生的噪音级相同。

### 8) 选用低噪音阀

低噪音阀根据流体通过阀芯、阀座的曲折流路 (多孔道、多槽道) 的逐步减速, 以避免在流路里的任意一点产生超音速。有多种形式, 多种结构的低噪音阀 (有为专门系统设计的) 供使用时选用。当噪音不是很大时, 选用低噪音套筒阀, 可降低噪音 10~20 分贝, 这是最经济的低噪音阀。

## 4.7 调节阀稳定性较差时的解决办法 (5 种方法)

### 1) 改变不平衡力作用方向法



在稳定性分析中, 已知不平衡力作用同与阀关方向相同时, 即对阀产生关闭趋势时, 阀稳定性差。对阀工作在上述不平衡力条件下时, 选用改变其作用方向的方法, 通常是把流闭型改为流开型, 一般来说都能方便地解决阀的稳定性问题。

## 2) 避免阀自身不稳定区工作法

有的阀受其自身结构的限制, 在某些开度上工作时稳定性较差。

①双座阀, 开度在 10% 以内, 因上球处流开, 下球处流闭, 带来不稳定的问题;

②不平衡力变化斜率产生交变的附近, 其稳定性较差。如蝶阀, 交变点在 70 度左右; 双座阀在 80~90% 开度上。遇此类阀时, 在不稳定区工作必然稳定性差, 避免不稳定区工作即可。

## 3) 更换稳定性好的阀

稳定性好的阀其不平衡力变化较小, 导向好。常用的球型阀中, 套筒阀就有这一大特点。当单、双座阀稳定性较差时, 更换成套筒阀稳定性一定会得到提高。

## 4) 增大弹簧刚度法

执行机构抵抗负荷变化对行程影响的能力取决于弹簧刚度, 刚度越大, 对行程影响越小, 阀稳定性越好。增大弹簧刚度是提高阀稳定性的常见的简单方法, 如将 20~100KPa 弹簧范围的弹簧改成 60~180KPa 的大刚度弹簧, 采用此法主要是带了定位器的阀, 否则, 使用的阀要另配上定位器。

## 5) 降低响应速度法

当系统要求调节阀响应或调节速度不应太快时, 阀的响应和调节速度却又较快, 如流量需要微调, 而调节阀的流量调节变化却又很大, 或者系统本身已是快速响应系统而调节阀却又带定位器来加快阀的动作, 这都是不利的。这将会产生超调, 产生振动等。对此, 应降低响应速度。办法有: ①将直线特性改为对数特性; ②带定位器的可改为转换器、继动器。

## 4.8 在高、低温下阀工作不正常的解决方法 (5 种方法)

### 1) 统一线膨胀减小双座阀泄漏量法

双座阀在常温试验时, 泄漏量不太大. 可是, 一投入高温使用泄漏量猛增. 这是因为双座固定在阀体上的阀座密封面的线性膨胀与阀芯双密封面的线性膨胀不一所致. 如一个 DN50 的双座阀, 阀芯为不锈钢, 阀体为碳钢, 在室温 70° F 的温度中使用, 阀座密封面与阀芯密封面线膨胀差 0.06mm, 使泄漏量增加可达 10 倍以上。解决办法:

①选用阀体与阀芯均用同种材质的, 即不锈钢阀。但不锈钢阀比碳钢阀价格高了 3 倍以上。从经济上讲; 应这样考虑;

②选用套筒阀代之, 因密封面在套筒上, 套筒与阀塞是同种材料。

### 2) 阀座密封焊法

当温度高达 750° F 时, 螺纹连接的阀座在与阀体连接的密封面和螺纹处引起泄漏, 并能将螺纹冲蚀, 产生阀座掉落的危险, 遇到这种故障, 应想到对阀座进行密封焊, 以防止松动和脱落。



### 3) 衬套定位搭焊法

作为对阀芯、阀塞, 阀杆导向的衬套, 绝大部分场合是静配合。调节阀在室内组合, 在高、低温下工作, 因线膨胀不一而造成配合直径产生微小变化, 衬套的配合偶尔会遇到过盈量最小, 或衬套与阀芯因异物卡住在阀芯运动的拉动下, 衬套会脱落。这种故障并不多, 却时有发生。对此, 可对衬套进行定位搭焊, 以保证衬套永不脱落。

### 4) 增大衬套导向间隙法

在高低温下, 当轴径与衬套内孔径的线膨胀不一, 且轴的膨胀大于衬套内孔的膨胀时, 轴的运动或转动将产生卡跳现象, 如高温蝶阀。如果这时阀的实际工作温度又符合阀的工作温度要求时, 可能就是制造厂的质量问题。对解决问题来讲, 自然是增加导向间隙。简单的办法是把导向部位的轴径车小 0.2~0.5mm, 并应尽量提高其光洁度。

### 5) 填料背对背安装法

对深冻低温阀, 在冷却时因管线内形成真空, 若从填料处向阀体内泄时, 可将双层填料的上层或填料的一部分改为背对背安装, 来阻止大气通过阀杆密封处内泄。

## 4.9 其他故障处理方法 (9 种方法)

### 1) 防止塑变的方法

塑变使一种金属表面把另一种零件的金属表面擦伤, 甚至粘在一起, 造成阀门卡住, 动作不灵、密封面拖伤、泄漏量增加、螺纹连接的两个件咬住旋不动 (如高压阀的上、下阀体) 等故障。塑变与温度、配合材料、表面粗糙度、硬度和负荷有关。高温使金属退火或软化, 进一步加剧塑变趋势。解决塑变引起阀故障的方法有:

- ①易擦伤部位采用高硬度材料, 有 5~10Rc 硬度差;
- ②两种零件改用不同材料;
- ③增大间隙;
- ④增加润滑剂;
- ⑤修复破坏面, 提高光洁度和硬度;
- ⑥螺纹咬住旋不动时, 只好一次性焊好用。

### 2) 改变流向以增大阀容量法

因计算不准或产量增加等因素使阀的流量系数偏小, 造成阀全开也保证不了流量时, 不得已只好打开旁路流过部分流量。通常旁通流量 < 15~20% 最大流量。这里介绍一种开旁路的办法: 因流闭型流阻小, 比流开型流量系数大 10~15%, 因此, 可用改变流向的办法, 改通常的流开为流闭使用, 即使阀多通过 10~15% 的流量, 这样既可避免打开旁路, 又因处大开度工作, 稳定性问题也可不考虑。

### 3) 减小行程以提高膜片寿命法

对两位型调节阀, 当动作频率十分频繁时, 膜片会很快在作上下折叠中破裂, 破坏位置常在托盘圆周。提高膜片寿命的最简单、最有效的办法是减小行程。减小后的行程值就为 1/4dg。如 dg125 的阀, 其标准行程为 60mm, 可减小到 30mm, 缩短了 50%。此外, 还可以考虑如下因素:



- ①在满足打开与关闭的条件下尽量减小膜室压力;
- ②提高托盘与膜片贴合处光洁度。

#### 4) 对称拧螺栓, 采用薄垫圈密封方法

在“O”形圈密封的调节阀结构中, 采用有较大变形的厚垫片(如缠绕片)时, 若压紧不对称, 受力不对称, 易使密封破损、倾斜并产生变形, 严重影响密封性能。因此, 在对这类阀维修、组装中, 必须对称地拧紧压紧螺栓(注意不能一次拧紧)。厚密封垫如能改成薄的密封垫就更好, 这样易于减小倾斜度, 保证密封。

#### 5) 增大密封面宽度, 制止平板阀芯关闭时跳动并减少其泄漏量的方法

平板型阀芯(如两位型阀、套筒阀的阀塞), 在阀座内无引导和导向曲面, 由于阀在工作的时候, 阀芯受到侧向力, 从流进方靠向流出方, 阀芯配合间隙越大, 这种单边现象越严重, 加之变形, 不同心或阀芯密封面倒角小(一般为 $30^\circ$ 倒角来引导), 因而接近关闭时, 产生阀芯密封面倒角端面置于阀座密封面上, 造成关闭时阀芯跳动, 甚至根本关不到位的情况, 使阀泄漏量大大增加。最简单、最有效的解决方法, 就是增大阀芯密封面尺寸, 使阀芯端面的最小直径比阀座直径小 $1\sim 5\text{mm}$ , 有足够的引导作用, 以保证阀芯导进阀座, 保持良好的密封面接触。

#### 6) 改变流向, 解决促关问题, 消除喘振法

两位型阀为提高切断效果, 通常作为流闭型使用。对液体介质, 由于流闭型不平衡力的作用是将阀芯压闭的, 有促关作用, 又称抽吸作用, 加快了阀芯动作速度, 产生轻微水锤, 引起系统喘振。对上述现象的解决办法是只要把流向改为流开, 喘振即可消除。类似这种因促关而影响到阀不能正常工作的问题, 也可考虑采取这种办法加以解决。

#### 7) 克服流体破坏法

最典型的阀是双座阀, 流体从中间进, 阀芯垂直于进口, 流体绕过阀芯分成上下两束流出, 流体冲击在阀芯上, 使之靠向出口侧, 引起摩擦, 损伤阀芯与衬套的导向面, 导致动作失常, 高流量还可能使阀芯弯曲、冲蚀、严重时甚至断裂。解决的方法:

- ①提高导向部位材料硬度;
- ②增大阀芯上下球中间尺寸, 使之呈粗状;
- ③选用其它阀代用。如用套筒阀, 流体从套筒四周流入, 对阀塞的侧向推力大大减小。

#### 8) 克服流体产生的旋转力使阀芯转动的方法

对“V”形口的阀芯, 因介质流入的不对称, 作用在“V”形口上的阀芯切向力不一致, 产生一个使之旋转的旋转力。特别是对 $\text{DN} \geq 100$ 的阀更强烈。由此, 可能引起阀与执行机构推杆连接的脱开, 无弹簧执行机构可能引起膜片扭曲。解决的办法有:

- ①将阀芯反旋转方向转一个角度, 以平衡作用在阀芯上的切向力;
- ②进一步锁住阀杆与推杆的连接, 必要时, 增加一块防转动的夹板;
- ③将“V”形开口的阀芯更换成柱塞形阀芯;
- ④采用或改为套筒式结构;
- ⑤如系共振引起的转动, 消除共振即可解决问题。



## 9) 调整蝶阀阀板摩擦力, 克服开启跳动法

采用“O”形圈、密封环、衬里等软密封的蝶阀, 阀关闭时, 由于软密封件的变形, 使阀板关闭到位并包住阀板, 能达到十分理想的切断效果. 但阀要打开时, 执行机构要打开阀板的力不断增加, 当增加到软密封件对阀板的摩擦力相等时, 阀板启动. 一旦启动, 此摩擦力就急剧减小. 为达到力的平衡, 阀板猛烈打开, 这个力同相应开度的介质作用的不平衡力矩与执行机构的打开力矩平衡时, 阀停止在这一开度上. 这个猛烈而突然起跳打开的开度可高达 30~50%, 这将产生一系列问题. 同时, 关闭时因软密封件要产生较大的变化, 易产生永久变形或被阀板挤坏、拉伤等情况, 影响寿命. 解决办法是调整软密封件对阀板启动的摩擦力, 这既能保证达到所需切断的要求, 又能使阀较正常地启动. 具体办法有:

①调整过盈量;

②通过限位或调整执行机构预紧力、输出力的办法, 减少阀板关闭过度给开启带来的困难.

## 4.8 在高、低温下阀工作不正常的解决方法 (5 种方法)

### 1) 统一线膨胀减小双座阀泄漏量法

双座阀在常温试验时, 泄漏量不太大. 可是, 一投入高温使用泄漏量猛增. 这是因为双座固定在阀体上的阀座密封面的线性膨胀与阀芯双密封面的线性膨胀不一所致. 如一个 DN50 的双座阀, 阀芯为不锈钢, 阀体为碳钢, 在室温 70° F 的温度中使用时, 阀座密封面与阀芯密封面线膨胀差 0.06mm, 使泄漏量增加可达 10 倍以上. 解决办法:

①选用阀体与阀芯均用同种材质的, 即不锈钢阀. 但不锈钢阀比碳钢阀价格高了 3 倍以上. 从经济上讲; 应这样考虑:

②选用套筒阀代之, 因密封面在套筒上, 套筒与阀塞是同种材料.

### 2) 阀座密封焊法

当温度高达 750° F 时, 螺纹连接的阀座在与阀体连接的密封面和螺纹处引起泄漏, 并能将螺纹冲蚀, 产生阀座掉落的危险, 遇到这种故障, 应想到对阀座进行密封焊, 以防止松动和脱落.

### 3) 衬套定位搭焊法

作为对阀芯、阀塞, 阀杆导向的衬套, 绝大部分场合是静配合. 调节阀在室内组合, 在高、低温下工作, 因线膨胀不一而造成配合直径产生微小变化, 衬套的配合偶尔会遇到过盈量最小, 或衬套与阀芯因异物卡住在阀芯运动的拉动下, 衬套会脱落. 这种故障并不多, 却时有发生. 对此, 可对衬套进行定位搭焊, 以保证衬套永不脱落.

### 4) 增大衬套导向间隙法

在高低温下, 当轴径与衬套内孔径的线膨胀不一, 且轴的膨胀大于衬套内孔的膨胀时, 轴的运动或转动将产生卡跳现象, 如高温蝶阀. 如果这时阀的实际工作温度又符合阀的工作温度要求时, 可能就是制造厂的质量问题. 对解决问题来讲, 自然是增加导向间隙. 简单的办法是把导向部位的轴径车小 0.2~0.5mm, 并应尽量提高其光洁度.

### 5) 填料背对背安装法

对深冻低温阀, 在冷却时因管线内形成真空, 若从填料处向阀体内泄时, 可将双层填料的上层或填料



的一部分改为背对背安装，来阻止大气通过阀杆密封处内泄。

## 4.9 其他故障处理方法（9种方法）

### 1) 防止塑变的方法

塑变使一种金属表面把另一种零件的金属表面擦伤，甚至粘在一起，造成阀门卡住，动作不灵、密封面拖伤、泄漏量增加、螺纹连接的两个件咬住旋不动（如高压阀的上、下阀体）等故障。塑变与温度、配合材料、表面粗糙度、硬度和负荷有关。高温使金属退火或软化，进一步加剧塑变趋势。解决塑变引起阀故障的方法有：

- ①易擦伤部位采用高硬度材料，有5~10Rc硬度差；
- ②两种零件改用不同材料；
- ③增大间隙；
- ④增加润滑剂；
- ⑤修复破坏面，提高光洁度和硬度；
- ⑥螺纹咬住旋不动时，只好一次性焊好用。

### 2) 改变流向以增大阀容量法

因计算不准或产量增加等因素使阀的流量系数偏小，造成阀全开也保证不了流量时，不得已只好打开旁路流过部分流量。通常旁通流量 $<15\sim 20\%$ 最大流量。这里介绍一种开旁路的办法：因流闭型流阻小，比流开型流量系数大 $10\sim 15\%$ ，因此，可用改变流向的办法，改通常的流开为流闭使用，即使阀多通过 $10\sim 15\%$ 的流量，这样既可避免打开旁路，又因处大开度工作，稳定性问题也可不考虑。

### 3) 减小行程以提高膜片寿命法

对两位型调节阀，当动作频率十分频繁时，膜片会很快在作上下折叠中破裂，破坏位置常在托盘圆周。提高膜片寿命的最简单、最有效的办法是减小行程。减小后的行程值就为 $1/4dg$ 。如 $dg125$ 的阀，其标准行程为60mm，可减小到30mm，缩短了50%。此外，还可以考虑如下因素：

- ①在满足打开与关闭的条件下尽量减小膜室压力；
- ②提高托盘与膜片贴合处光洁度。

### 4) 对称拧螺栓，采用薄垫圈密封方法

在“O”形圈密封的调节阀结构中，采用有较大变形的厚垫片（如缠绕片）时，若压紧不对称，受力不对称，易使密封破损、倾斜并产生变形，严重影响密封性能。因此，在对这类阀维修、组装中，必须对称地拧紧压紧螺栓（注意不能一次拧紧）。厚密封垫如能改成薄的密封垫就更好，这样易于减小倾斜度，保证密封。

### 5) 增大密封面宽度，制止平板阀芯关闭时跳动并减少其泄漏量的方法

平板型阀芯（如两位型阀、套筒阀的阀塞），在阀座内无引导和导向曲面，由于阀在工作的时候，阀芯受到侧向力，从流进方靠向流出方，阀芯配合间隙越大，这种单边现象越严重，加之变形，不同心或阀芯密封面倒角小（一般为 $30^\circ$ 倒角来引导），因而接近关闭时，产生阀芯密封面倒角端面置于阀座密封面上，造成关闭时阀芯跳动，甚至根本关不到位的情况，使阀泄漏量大大增加。最简单、最有效的解决方法，就是增大阀芯密封面尺寸，使阀芯端面的最小直径比阀座直径小 $1\sim 5mm$ ，有足够的引导作用，以保证阀芯导进阀座，保持良好的密封面接触。



## 6) 改变流向, 解决促关问题, 消除喘振法

两位型阀为提高切断效果, 通常作为流闭型使用。对液体介质, 由于流闭型不平衡力的作用是将阀芯压闭的, 有促关作用, 又称抽吸作用, 加快了阀芯动作速度, 产生轻微水锤, 引起系统喘振。对上述现象的解决办法是只要把流向改为流开, 喘振即可消除。类似这种因促关而影响到阀不能正常工作的问题, 也可考虑采取这种办法加以解决。

## 7) 克服流体破坏法

最典型的阀是双座阀, 流体从中间进, 阀芯垂直于进口, 流体绕过阀芯分成上下两束流出。流体冲击在阀芯上, 使之靠向出口侧, 引起摩擦, 损伤阀芯与衬套的导向面, 导致动作失常, 高流量还可能使阀芯弯曲、冲刷、严重时甚至断裂。解决的方法:

- ①提高导向部位材料硬度;
- ②增大阀芯上下球中间尺寸, 使之呈粗状;
- ③选用其它阀代用。如用套筒阀, 流体从套筒四周流入, 对阀塞的侧向推力大大减小。

## 8) 克服流体产生的旋转力使阀芯转动的方法

对“V”形口的阀芯, 因介质流入的不对称, 作用在“V”形口上的阀芯切向力不一致, 产生一个使之旋转的旋转力。特别是对  $DN \geq 100$  的阀更强烈。由此, 可能引起阀与执行机构推杆连接的脱开, 无弹簧执行机构可能引起膜片扭曲。解决的办法有:

- ①将阀芯反旋转方向转一个角度, 以平衡作用在阀芯上的切向力;
- ②进一步锁住阀杆与推杆的连接, 必要时, 增加一块防转动的夹板;
- ③将“V”形开口的阀芯更换成柱塞形阀芯;
- ④采用或改为套筒式结构;
- ⑤如系共振引起的转动, 消除共振即可解决问题。

## 9) 调整蝶阀阀板摩擦力, 克服开启跳动法

采用“O”形圈、密封环、衬里等软密封的蝶阀, 阀关闭时, 由于软密封件的变形, 使阀板关闭到位并包住阀板, 能达到十分理想的切断效果。但阀要打开时, 执行机构要打开阀板的力不断增加, 当增加到软密封件对阀板的摩擦力相等时, 阀板启动。一旦启动, 此摩擦力就急剧减小。为达到力的平衡, 阀板猛烈打开, 这个力同相应开度的介质作用的不平衡力矩与执行机构的打开力矩平衡时, 阀停止在这一开度上。这个猛烈而突然起跳打开的开度可高达 30~50%, 这将产生一系列问题。同时, 关闭时因软密封件要产生较大的变化, 易产生永久变形或被阀板挤坏、拉伤等情况, 影响寿命。解决办法是调整软密封件对阀板启动的摩擦力, 这既能保证达到所需切断的要求, 又能使阀较正常地启动。具体办法有:

- ①调整过盈量;
- ②通过限位或调整执行机构预紧力、输出力的办法, 减少阀板关闭过度给开启带来的困难。

## 4.8 在高、低温下阀工作不正常的解决方法 (5 种方法)

### 1) 统一线膨胀减小双座阀泄漏量法

双座阀在常温试验时, 泄漏量不太大。可是, 一投入高温使用泄漏量猛增。这是因为双座固定在阀体上的阀座密封面的线性膨胀与阀芯双密封面的线性膨胀不一所致。如一个 DN50 的双座阀, 阀芯为不锈钢, 阀体为碳钢, 在室温  $70^{\circ}F$  的温度中使用, 阀座密封面与阀芯密封面线膨胀差 0.06mm, 使泄漏量增加可达 10 倍以上。解决办法:



①选用阀体与阀芯均用同种材质的，即不锈钢阀。但不锈钢阀比碳钢阀价格高了3倍以上。从经济上讲；应这样考虑：

②选用套筒阀代之，因密封面在套筒上，套筒与阀塞是同种材料。

## 2) 阀座密封焊法

当温度高达750° F时，螺纹连接的阀座在与阀体连接的密封面和螺纹处引起泄漏，并能将螺纹冲蚀，产生阀座掉落的危险，遇到这种故障，应想到对阀座进行密封焊，以防止松动和脱落。

## 3) 衬套定位搭焊法

作为对阀芯、阀塞，阀杆导向的衬套，绝大部分场合是静配合。调节阀在室内组合，在高、低温下工作，因线膨胀不一而造成配合直径产生微小变化，衬套的配合偶尔会遇到过盈量最小，或衬套与阀芯因异物卡在阀芯运动的拉动下，衬套会脱落。这种故障并不多，却时有发生。对此，可对衬套进行定位搭焊，以保证衬套永不脱落。

## 4) 增大衬套导向间隙法

在高低温下，当轴径与衬套内孔径的线膨胀不一，且轴的膨胀大于衬套内孔的膨胀时，轴的运动或转动将产生卡跳现象，如高温蝶阀。如果这时阀的实际工作温度又符合阀的工作温度要求时，可能就是制造厂的质量问题。对解决问题来讲，自然是增加导向间隙。简单的办法是把导向部位的轴径车小0.2~0.5mm，并应尽量提高其光洁度。

## 5) 填料背对背安装法

对深冻低温阀，在冷却时因管线内形成真空，若从填料处向阀体内泄时，可将双层填料的上层或填料的一部分改为背对背安装，来阻止大气通过阀杆密封处内泄。

## 4.9 其他故障处理方法（9种方法）

### 1) 防止塑变的方法

塑变使一种金属表面把另一种零件的金属表面擦伤，甚至粘在一起，造成阀门卡住，动作不灵、密封面拖伤、泄漏量增加、螺纹连接的两个件咬住旋不动(如高压阀的上、下阀体)等故障。塑变与温度、配合材料、表面粗糙度、硬度和负荷有关。高温使金属退火或软化，进一步加剧塑变趋势。解决塑变引起阀故障的方法有：

- ①易擦伤部位采用高硬度材料，有5~10Rc硬度差；
- ②两种零件改用不同材料；
- ③增大间隙；
- ④增加润滑剂；
- ⑤修复破坏面，提高光洁度和硬度；
- ⑥螺纹咬住旋不动时，只好一次性焊好用。

### 2) 改变流向以增大阀容量法

因计算不准或产量增加等因素使阀的流量系数偏小，造成阀全开也保证不了流量时，不得已只好打开旁路流过部分流量。通常旁通流量<15~20%最大流量。这里介绍一种开旁路的办法：因流闭型流





阻小.比流开型流量系数大10~15%,因此,可用改变流向的办法,改通常的流开为流闭使用,即使阀多通过10-15%的流量.这样既可避免打开旁路,又因处大开度工作,稳定性问题也可不考虑。

### 3) 减小行程以提高膜片寿命法

对两位型调节阀,当动作频率十分频繁时,膜片会很快在作上下折叠中破裂,破坏位置常在托盘圆周.提高膜片寿命的最简单、最有效的办法是减小行程.减小后的行程值就为 $1/4dg$ .如dg125的阀,其标准行程为60mm,可减小到30mm,缩短了50%.此外,还可以考虑如下因素:

- ①在满足打开与关闭的条件下尽量减小膜室压力;
- ②提高托盘与膜片贴合处光洁度。

### 4) 对称拧螺栓,采用薄垫圈密封方法

在“0”形圈密封的调节阀结构中,采用有较大变形的厚垫片(如缠绕片)时,若压紧不对称,受力不对称,易使密封破损、倾斜并产生变形,严重影响密封性能.因此,在对这类阀维修、组装中,必须对称地拧紧压紧螺栓(注意不能一次拧紧)。厚密封垫如能改成薄的密封垫就更好,这样易于减小倾斜度,保证密封。

### 5) 增大密封面宽度,制止平板阀芯关闭时跳动并减少其泄漏量的方法

平板型阀芯(如两位型阀、套筒阀的阀塞),在阀座内无引导和导向曲面,由于阀在工作的时候,阀芯受到侧向力,从流进方靠向流出方,阀芯配合间隙越大,这种单边现象越严重,加之变形,不同心或阀芯密封面倒角小(一般为 $30^\circ$ 倒角来引导),因而接近关闭时,产生阀芯密封面倒角端面置于阀座密封面上,造成关闭时阀芯跳动,甚至根本关不到位的情况,使阀泄漏量大大增加.最简单、最有效的解决方法,就是增大阀芯密封面尺寸,使阀芯端面的最小直径比阀座直径小 $1\sim 5\text{mm}$ ,有足够的引导作用,以保证阀芯导进阀座,保持良好的密封面接触。

### 6) 改变流向,解决促关问题,消除喘振法

两位型阀为提高切断效果,通常作为流闭型使用.对液体介质,由于流闭型不平衡力的作用是将阀芯压闭的,有促关作用,又称抽吸作用,加快了阀芯动作速度,产生轻微水锤,引起系统喘振.对上述现象的解决办法是只要把流向改为流开,喘振即可消除.类似这种因促关而影响到阀不能正常工作的问题,也可考虑采取这种办法加以解决。

### 7) 克服流体破坏法

最典型的阀是双座阀,流体从中间进,阀芯垂直于进口,流体绕过阀芯分成上下两束流出.流体冲击在阀芯上,使之靠向出口侧,引起摩擦,损伤阀芯与衬套的导向面,导致动作失常,高流量还可能使阀芯弯曲、冲蚀、严重时甚至断裂.解决的方法:

- ①提高导向部位材料硬度;
- ②增大阀芯上下球中间尺寸,使之呈粗状;
- ③选用其它阀代用.如用套筒阀,流体从套筒四周流入,对阀塞的侧向推力大大减小。

### 8) 克服流体产生的旋转力使阀芯转动的方法



对“V”形口的阀芯,因介质流入的不对称,作用在“V”形口上的阀芯切向力不一致,产生一个使之旋转的旋转力。特别是对  $DN \geq 100$  的阀更强烈。由此,可能引起阀与执行机构推杆连接的脱开,无弹簧执行机构可能引起膜片扭曲。解决的办法有:

- ①将阀芯反旋转方向转一个角度,以平衡作用在阀芯上的切向力;
- ②进一步锁住阀杆与推杆的连接,必要时,增加一块防转动的夹板;
- ③将“V”形开口的阀芯更换成柱塞形阀芯;
- ④采用或改为套筒式结构;
- ⑤如系共振引起的转动,消除共振即可解决问题。

## 9) 调整蝶阀阀板摩擦力,克服开启跳动法

采用“O”形圈、密封环、衬里等软密封的蝶阀,阀关闭时,由于软密封件的变形,使阀板关闭到位并包住阀板,能达到十分理想的切断效果。但阀要打开时,执行机构要打开阀板的力不断增加,当增加到软密封件对阀板的摩擦力相等时,阀板启动。一旦启动,此摩擦力就急剧减小,为达到力的平衡,阀板猛烈打开,这个力同相应开度的介质作用的不平衡力矩与执行机构的打开力矩平衡时,阀停止在这一开度上。这个猛烈而突然起跳打开的开度可高达 30~50%,这将产生一系列问题。同时,关闭时因软密封件要产生较大的变化,易产生永久变形或被阀板挤坏、拉伤等情况,影响寿命。解决办法是调整软密封件对阀板启动的摩擦力,这既能保证达到所需切断的要求,又能使阀较正常地启动。具体办法有:

- ①调整过盈量;

2 通过限位或调整执行机构预紧力、输出力的办法,减少阀板关闭过度给开启带来的困难。

## 4.8 在高、低温下阀工作不正常的解决方法(5种方法) 1) 统一线膨胀减小双座阀泄漏量法

双座阀在常温试验时,泄漏量不太大。可是,一投入高温使用泄漏量猛增。这是因为双座固定在阀体上的阀座密封面的线性膨胀与阀芯双密封面的线性膨胀不一所致。如一个  $DN50$  的双座阀,阀芯为不锈钢,阀体为碳钢,在室温  $70^\circ F$  的温度中使用时,阀座密封面与阀芯密封面线膨胀差  $0.06\text{mm}$ ,使泄漏量增加可达 10 倍以上。解决办法:

- ①选用阀体与阀芯均用同种材质的,即不锈钢阀。但不锈钢阀比碳钢阀价格高了 3 倍以上。从经济上讲,应这样考虑;

- ②选用套筒阀代之,因密封面在套筒上,套筒与阀塞是同种材料。

### 2) 阀座密封焊法

当温度高达  $750^\circ F$  时,螺纹连接的阀座在与阀体连接的密封面和螺纹处引起泄漏,并能将螺纹冲蚀,产生阀座掉落的危险,遇到这种故障,应想到对阀座进行密封焊,以防止松动和脱落。

### 3) 衬套定位搭焊法

作为对阀芯、阀塞,阀杆导向的衬套,绝大部分场合是静配合。调节阀在室内组合,在高、低温下工作,因线膨胀不一而造成配合直径产生微小变化,衬套的配合偶尔会遇到过盈量最小,或衬套与阀芯因异物卡住在阀芯运动的拉动下,衬套会脱落。这种故障并不多,却时有发生。对此,可对衬套进行定位搭焊,以保证衬套永不脱落。

### 4) 增大衬套导向间隙法

在高低温下,当轴径与衬套内孔的线膨胀不一,且轴的膨胀大于衬套内孔的膨胀时,轴的运动或转动将产生卡跳现象,如高温蝶阀。如果这时阀的实际工作温度又符合阀的工作温度要求时,可能就是制造厂的质量问题。对解决问题来讲,自然是增加导向间隙。简单的办法是把导向部位的轴径车小  $0.2 \sim 0.5\text{mm}$ ,并应尽量提高其光洁度。

### 5) 填料背对背安装法

对深冻低温阀,在冷却时因管线内形成真空,若从填料处向阀体内泄时,可将双层填料的上层或



填料的一部分改为背对背安装，来阻止大气通过阀杆密封处内泄。

## 4.9 其他故障处理方法（9种方法）

### 1) 防止塑变的方法

塑变使一种金属表面把另一种零件的金属表面擦伤,甚至粘在一起,造成阀门卡住,动作不灵、密封面拖伤、泄漏量增加、螺纹连接的两个件咬住旋不动(如高压阀的上、下阀体)等故障。塑变与温度、配合材料、表面粗糙度、硬度和负荷有关。高温使金属退火或软化,进一步加剧塑变趋势。解决塑变引起阀故障的方法有:

- ①易擦伤部位采用高硬度材料,有 5~10Rc 硬度差;
- ②两种零件改用不同材料;
- ③增大间隙;
- ④增加润滑剂;
- ⑤修复破坏面,提高光洁度和硬度;
- ⑥螺纹咬住旋不动时,只好一次性焊好用。

### 2) 改变流向以增大阀容量法

因计算不准或产量增加等因素使阀的流量系数偏小,造成阀全开也保证不了流量时,不得已只好打开旁路流过部分流量。通常旁通流量 $<15\sim 20\%$ 最大流量。这里介绍一种开旁路的办法:因流闭型流阻小.比流开型流量系数大 10~15%,因此,可用改变流向的办法,改通常的流开为流闭使用,即使阀多通过 10-15%的流量.这样既可避免打开旁路,又因处大开度工作,稳定性问题也可不考虑。

### 3) 减小行程以提高膜片寿命法

对两位型调节阀,当动作频率十分频繁时,膜片会很快在作上下折叠中破裂,破坏位置常在托盘圆周。提高膜片寿命的最简单、最有效的办法是减小行程。减小后的行程值就为  $1/4d_g$ 。如  $d_g125$  的阀,其标准行程为 60mm,可减小到 30mm,缩短了 50%。此外,还可以考虑如下因素:

- ①在满足打开与关闭的条件下尽量减小膜室压力;



②提高托盘与膜片贴合处光洁度。

#### 4) 对称拧螺栓，采用薄垫圈密封方法

在“O”形圈密封的调节阀结构中,采用有较大变形的厚垫片(如缠绕片)时,若压紧不对称,受力不对称,易使密封破损、倾斜并产生变形,严重影响密封性能。因此,在对这类阀维修、组装中,必须对称地拧紧压紧螺栓(注意不能一次拧紧)。厚密封垫如能改成薄的密封垫就更好,这样易于减小倾斜度,保证密封。

#### 5) 增大密封面宽度，制止平板阀芯关闭时跳动并减少其泄漏量的方法

平板型阀芯(如两位型阀、套筒阀的阀塞),在阀座内无引导和导向曲面,由于阀在工作的时候,阀芯受到侧向力,从流进方靠向流出方,阀芯配合间隙越大,这种单边现象越严重,加之变形,不同心或阀芯密封面倒角小(一般为 $30^\circ$ 倒角来引导),因而接近关闭时,产生阀芯密封面倒角端面置于阀座密封面上,造成关闭时阀芯跳动,甚至根本关不到位的情况,使阀泄漏量大大增加。最简单、最有效的解决方法,就是增大阀芯密封面尺寸,使阀芯端面的最小直径比阀座直径小 $1\sim 5\text{mm}$ ,有足够的引导作用,以保证阀芯导进阀座,保持良好的密封面接触。

#### 6) 改变流向，解决促关问题，消除喘振法

两位型阀为提高切断效果，通常作为流闭型使用。对液体介质，由于流闭型不平衡力的作用是将阀芯压闭的，有促关作用，又称抽吸作用，加快了阀芯动作速度，产生轻微水锤，引起系统喘振。对上述现象的解决办法是只要把流向改为流开，喘振即可消除。类似这种因促关而影响到阀不能正常工作的问題，也可考虑采取这种办法加以解决。

#### 7) 克服流体破坏法

最典型的阀是双座阀,流体从中间进,阀芯垂直于进口,流体绕过阀芯分成上下两束流出.流体冲击在阀芯上,使之靠向出口侧,引起摩擦,损伤阀芯与衬套的导向面,导致动作失常,高流量还可能使阀芯弯曲、冲蚀、严重时甚至断裂.解决的方法:



①提高导向部位材料硬度;

②增大阀芯上下球中间尺寸,使之呈粗状;

③选用其它阀代用。如用套筒阀,流体从套筒四周流入,对阀塞的侧向推力大大减小。

## 8) 克服流体产生的旋转力使阀芯转动的方法

对"V"形口的阀芯,因介质流入的不对称,作用在"V"形口上的阀芯切向力不一致,产生一个使之旋转的旋转力。特别是对  $DN \geq 100$  的阀更强烈。由此,可能引起阀与执行机构推杆连接的脱开,无弹簧执行机构可能引起膜片扭曲。解决的办法有:

①将阀芯反旋转方向转一个角度,以平衡作用在阀芯上的切向力;

②进一步锁住阀杆与推杆的连接,必要时,增加一块防转动的夹板;

③将"V"形开口的阀芯更换成柱塞形阀芯;

④采用或改为套筒式结构;

⑤如系共振引起的转动,消除共振即可解决问题。

## 9) 调整蝶阀阀板摩擦力,克服开启跳动法

采用"O"形圈、密封环、衬里等软密封的蝶阀,阀关闭时,由于软密封件的变形,使阀板关闭到位并包住阀板,能达到十分理想的切断效果。但阀要打开时,执行机构要打开阀板的力不断增加,当增加到软密封件对阀板的摩擦力相等时,阀板启动。一旦启动,此摩擦力就急剧减小。为达到力的平衡,阀板猛烈打开,这个力同相应开度的介质作用的不平衡力矩与执行机构的打开力矩平衡时,阀停止在这一开度上。这个猛烈而突然起跳打开的开度可高达 30~50%,这将产生一系列问题。同时,关闭时因软密封件要产生较大的变化,易产生永久变形或被阀板挤坏、拉伤等情况,影响寿命。解决办法是调整软密封件对阀板启动的摩擦力,这既能保证达到所需切断的要求,又能使阀较正常地启动。具体办法有:

①调整过盈量;

2 通过限位或调整执行机构预紧力、输出力的办法,减少阀板关闭过度给开启带来的困难。

## 八 调节阀习题集



## 1 填空题

(1) 调节阀按其能源方式可分为\_\_\_\_、\_\_\_\_、\_\_\_\_三大类, 由\_\_\_\_和\_\_\_\_两部分组成。

(气动、电动、液动、执行机构、阀)

(2) 对气动薄膜执行机构, 信号增加, 推杆往下运动的称为\_\_\_\_式, 往上运动的称为\_\_\_\_式。前者以\_\_\_\_型号表示, 后者以\_\_\_\_型号表示。

(正作用、反作用、ZMA、ZMB)

(3) 常见的4种上阀盖形式是\_\_\_\_、\_\_\_\_、\_\_\_\_、\_\_\_\_。

(普通型、散热型、长颈型、波纹管密封型)

(4) 阀芯形式按动作来分, 有\_\_\_\_、\_\_\_\_两种。直行程阀芯按其导向来分: 有\_\_\_\_、\_\_\_\_两种。双导向阀芯更换气开、气闭, \_\_\_\_更换执行机构, 单导向阀芯更换气开、气闭\_\_\_\_更换执行机构。

(角行程、直行程、双导向、单导向、不需要、需要)

(5) 单、双座阀相对比较而言, 单座阀具有泄漏\_\_\_\_、许用压差\_\_\_\_、流量系数\_\_\_\_等特点; 双座阀具有泄漏\_\_\_\_、许用压差\_\_\_\_、流量系数\_\_\_\_等特点。故单座阀不能用于压差较\_\_\_\_的场合, 双座阀不能用于泄漏要求较\_\_\_\_的场合。

(小、小、小、大、大、大、大、严)

(6) 蝶阀广泛使用于\_\_\_\_和\_\_\_\_流体, 特别适用于\_\_\_\_、\_\_\_\_、\_\_\_\_的场合。

(含悬浮颗粒物、浓浊浆状、大口径、大流量、低压差)

(7) 具有节能作用的阀称为\_\_\_\_, 其实质就是\_\_\_\_S (一般S=\_\_\_\_) 的情况下有较理想的\_\_\_\_的调节阀。

(节能阀、低、0.1、工作流量特性)

(8) 刚度越大, 阀稳定性\_\_\_\_\_。

(越好)

(9) 不平衡力方向是将阀芯顶开, 阀稳定性\_\_\_\_; 不平衡力方向是将阀芯压紧时阀稳定性\_\_\_\_, 其稳定性条件是  $F_t < \frac{Pr \cdot Ae}{3}$ 。

(好、差、 $Pr \cdot Ae/3$ )

(10)  $CV = \frac{K_v}{1.167}$



(11) FL 称\_\_\_\_\_系数和\_\_\_\_\_系数，是新的 KV 值计算公式中\_\_\_\_\_系数。

(压力恢复、临界流量、最重要的)

(12) 下述情况应选用何种作用方式的气动调节阀:

①加热炉的燃料油(气)系统, 应选用\_\_\_\_\_式;

②加热炉的进料系统, 应选用\_\_\_\_\_式;

③油水分离器的排水线上, 应选用\_\_\_\_\_式;

④容器的压力调节, 若用排出料来调节, 应选用\_\_\_\_\_式; 若用进入料来调节, 应选用\_\_\_\_\_式;

⑤蒸馏塔的流出线, 应选用\_\_\_\_\_式;

⑥蒸馏塔的回流线, 应选用\_\_\_\_\_式;

⑦加热器中加热用蒸汽调节, 应选用\_\_\_\_\_式;

⑧换热器中对冷却水的调节, 应选用\_\_\_\_\_式;

⑨对设备工艺介质的调节, 若介质为易燃气体, 应选用\_\_\_\_\_式;

⑩介质为易结物料, 应选用\_\_\_\_\_式。

(①③④后⑤⑦⑨为气开; ②④前⑥⑧⑩为气闭)

(13) 弹簧范围的选择应从主要\_\_\_\_\_、\_\_\_\_\_和\_\_\_\_\_3个方面考虑。

(压差、阀的稳定性、摩擦力)

(14) 下述情况应选何种流量特性:

①不平衡力变化为“+”ft 时, 选用\_\_\_\_\_;

② $S < 0.6$  时, 选用\_\_\_\_\_;

③含固体颗粒、悬浮物时, 应选用\_\_\_\_\_;

④阀常在小开度工作时, 选用\_\_\_\_\_;

⑤压力系统, 一般宜选用\_\_\_\_\_;

⑥程序控制, 选用\_\_\_\_\_;



⑦从经济性上考虑时, 选用\_\_\_\_\_;

⑧较稳定的系统, 选用\_\_\_\_\_;

⑨流量范围窄小的系统, 选用\_\_\_\_\_;

⑩工艺参数给得准, 外界干扰小的系统, 选用\_\_\_\_\_。

(①②④⑤⑨为对数流量特性, ③⑦⑧⑩为直线流量特性, ⑥为快开流量特性)

## 2 选择题

(1) 普通上阀盖选用四氟填料, 其工作温度范围为:

① $-40\sim 250^{\circ}\text{C}$ ;    ② $-60\sim 450^{\circ}\text{C}$ ;    ③ $-60\sim 250^{\circ}\text{C}$ ;

答案 (①)

(2) 阀在 $-40\sim 450^{\circ}\text{C}$ 的情况下工作, 阀体材质应为:

①铸铁;            ②黄铜;            ③碳钢或不锈钢。

答案 (③)

(3) 影响高压阀使用寿命的主要原因是:

①汽蚀;            ②腐蚀;            ③冲蚀。

答案 (①)

(4) 压力损失最小的阀是:

①双座阀;            ②蝶阀;            ③球阀。

答案 (③)

(5) 低噪音阀最常用的阀型是:

①双座阀;            ②笼式;            ③迷宫式。

答案 (②)

(6) 为减小压力损失, 节省能源, 较合适的S值应是:

① $S>0.6$ ;            ② $S=0.3\sim 0.6$ ;    ③ $S=0.1$ 。





答案 (③)

(7) 增加阀刚度最简单有效的方法是:

- ①增加  $P_r$ ;      ②增加  $A_e$ ;      ③减小行程。

答案 (①)

(8) 套筒阀稳定性较好的原因是:

- ①不平衡力小;      ②足够的导向;      ③足够的导向及不平衡力变化较小。

答案 (③)

### 3 改错题

(1) 配 ZMA 就是气闭阀, 配 ZMB 就是气开阀。

(可以是气闭阀、也可以是气开阀)

(2) 气开阀无信号时, 阀处全开位置; 气闭阀无信号时, 闭处关闭位置。

(关闭、全开)

(3) 流量系数是在一定条件下, 表示介质水通过调节阀的流量, 其单位是  $M^3/h$  或  $T/h$ 。

(流量数, 以  $M^3/h$  或  $T/h$  计, 没有单位)

(4) 开度验算公式为  $K=K_{vi}/K_v$

(直线特性为  $K=K_{vi}/K_v$ , 对数特性为  $K=1+\frac{1}{1.48} \lg \frac{K_{vi}}{K_v}$ )

(5) 仅由工作压力即可确定公称压力。

(不能)

(6) 按 20~100kPa 弹簧范围调整出厂的气闭阀, 不带定位器, 在现场使用不调整就有输出力克服不平衡力, 保证阀关闭。

(应调整才有)

### 4 计算题

(1) 有两个调节阀, 其可调比  $R_1=R_2=30$ , 第一个阀最大流量  $Q_{1max}=100m^3/h$ , 第二个阀最大流量  $Q_{2max}=4m^3/h$ , 采用分程调节时, 可调比可达多少?



解：第一个阀的最小流量为

$$Q_{1\min} = 100/30 = 3.3 \text{ (m}^3/\text{h)}$$

第二个阀的最小流量为

$$Q_{2\min} = 4/30 = 0.134 \text{ (m}^3/\text{h)}$$

$$\therefore R = Q_{1\max}/Q_{2\min} = 100/0.134 = 740$$

可调比可达 740。

(2) 有一等百分比调节阀，其最大流量为 50Nm<sup>3</sup>/h，最小流量为 2Nm<sup>3</sup>/h。若全行程为 30mm，那么在 10mm 开度时的理想流量是多少？

解：可调比为

$$R = Q_{\max}/Q_{\min}$$

$$= 50/2$$

$$= 25$$

于是在 10mm 开度下的流量为

$$Q = Q_{\min} R^{1/L}$$

$$= 2 \times 25^{\frac{1}{3}}$$

$$= 5.85 \text{ (Nm}^3/\text{h)}$$

(3) 若调节阀的流量系数 KV 为 50，当阀前后压差为 16×100KPa，流体重度为 0.81gf/cm<sup>3</sup> 时，所能通过的最大流量是多少？

解：体积流量：

$$Q = K_v \sqrt{\Delta P / \rho} = 50 \sqrt{16 / 0.81}$$

$$= 222 \text{ (m}^3/\text{h)}$$

重量流量：

$$G = K_v \sqrt{\Delta P \rho} = 50 \sqrt{16 \times 0.81}$$



=180 (t/h)

根据下列工艺参数，计算调节阀的流量系数。

(4) 被调介质：水。

已知条件：

$Q_{\max}=8.1\text{m}^3/\text{h}$ ;

$Q_{\min}=4.0\text{m}^3/\text{h}$ ;

$P_1$  (阀前) =  $2.335 \times 100\text{MPa}$ ;

$P_2$  (阀后) =  $1.335 \times 100\text{KPa}$ ;

$\rho$  (密度) =  $0.9982\text{g}/\text{cm}^3$ ;

$t=20^\circ\text{C}$ ;

$P_V$  (阀入口温度下的液体饱和蒸汽压) =  $0.02 \times 100\text{KPa}$ ;

$P_c$  (热力学临界压力) =  $225.65 \times 100\text{MPa}$ ;

$FL$  (压力恢复系数) = 0.9; 采用柱塞形阀芯。

解：首先证明流体为非阻塞流

$$\Delta P_C = FL^2 [P_1 - (0.96 - 0.28 \sqrt{P_1/P_c}) P_V] = 1.875 \times 100\text{KPa}$$

$$\Delta P = P_1 - P_2 = 2.335 - 1.335 = 1 \times 100\text{KPa}$$

流量系数  $K_V$  值的计算 (采用密度计算)：

$$K_V = Q_{\max} \sqrt{\rho / (P_1 - P_2)} = 8.1 \sqrt{0.9982 / (2.335 - 1.335)}$$

$$= 8.09$$

(5) 根据下列工艺参数，计算流量系数。被调介质：丁烷气体。

已知条件：

$Q_{\max}=13.90\text{Nm}^3/\text{h}$ ;

$Q_{\min}=5.02\text{Nm}^3/\text{h}$ ;

$P_1$  (阀前) =  $2.835 \times 100\text{MPa}$ ;

$P_2$  (阀后) =  $1.335 \times 100\text{KPa}$ ;

$\rho$  (密度) =  $2.59\text{Kg}/\text{cm}^3$ ;

$t=33^\circ\text{C}$ ;

$K$  (气体绝热指数) = 1.097;

$F_k$  (比热比系数) =  $K/1.4 = 0.783$  (空气为 1) ;

$Z$  (压缩系数) = 0.96;

$XT$  (临界压差比系数) = 0.68;

采用流开型阀。



解：首先证明流体为阻塞流

$$\Delta P/P_1 = 0.53 \geq FK_{XT} \geq 0.783 \times 0.68 \geq 0.53$$

流量系数 KV 值的计算（采用密度计算）：

$$KV = \frac{Q_{max}}{290 \cdot P_1} \cdot \sqrt{\frac{T_1 \rho \cdot Z}{K \cdot X_r}}$$

$$= \frac{13.9}{290 \times 2.835} \times \sqrt{\frac{(237 + 33) \times 2.59 \times 0.96}{1.097 \times 0.68}}$$

根据下列工艺参数，计算流量系数。

(6) 被调介质：蒸汽。

已知条件：

$$G_{smax} = 236 \text{Kg/h};$$

$$G_{smin} = 145 \text{Kg/h};$$

$$P_1 \text{ (阀前)} = 6.335 \times 100 \text{KPa};$$

$$P_2 \text{ (阀后)} = 5.835 \times 100 \text{ KPa};$$

$$\rho \text{ (密度)} = 3.28 \text{Kg/m}^3;$$

$$t = 160^\circ\text{C};$$

$$K \text{ (气体绝热指数)} = 1.29;$$

$$F_k \text{ (比热比系数)} = K/1.4 = 0.92;$$

$$X_r \text{ (临界压差比系数)} = 0.68;$$

$$Y \text{ (膨胀系数)} = 1 - \frac{\Delta P/P_1}{3 F_k \cdot X_r} = 1 - \frac{0.0739}{3 \times 0.92 \times 0.68} = 0.96$$

解：首先证明液体为非阻塞流：

$$\frac{\Delta P}{P_1} = 0.0789 < FX_{XT} \times 0.92 < 0.68 < 0.62$$

流量系数 KV 值的计算（采用密度计算）：

$$KV = \frac{G_{smax}}{31.6Y} \sqrt{\frac{1}{\Delta P \cdot \rho}}$$



$$= \frac{236}{31.6 \times 0.96 \sqrt{(6.335 - 5.835) \times 3.28}} = 0.08$$

## 6 简答题

### 1) 调节阀的定义是什么?

答: 国际电工委员会 (IEC) 对调节阀 (国外称控制阀 Control Valve) 的定义为: “工业过程控制系统中由动力操作的装置形成的终端元件, 它包括一个阀, 内部有一个改变过程流体流率的组件, 阀又与一个或多个执行机构相连接。执行机构用来响应控制元件送来的信号。”

### 2) 决定阀口径时, 按正常流量计算 KV 值时的放大倍数应为多大?

答: 在阀工作条件下的 KV 值计算出来后, 还需要放大, 再去套阀的标准 KV 值, 从而获得阀的口径。本书前面介绍的方法是由  $Q_{max}$  求  $K_{vmax}$ , 再去决定阀的口径。由于工艺上通常提供的是正常流量及相应参数, 因此还需要放大 1.3 倍来作为  $Q_{max}$  处理。它未考虑正常流量与  $Q_{max}$  之间的压力变化, 计算出来的 KV 值往往又要放大, 不怎么方便, 也容易把阀选大。目前, 国外不少公司比较盛行按正常流量来计算。具体方法是: 按全开通过 1.3 倍正常流量为前提, 并考虑了 S 值的变化, 即考虑了压降变化, 最后所推得的结论是:

直线特性放大 1.4 倍;

对数特性放大 1.97 倍。

### 3) 怎样计算调节阀工作开度?

答: 最简单的开度 K 计算公式为:

$$\text{直线流量特性 } K_i = \frac{K_{vi}}{K_{vg}} - \frac{1}{R} \approx \frac{K_{vi}}{K_{vg}}$$

$$\text{对数流量特性 } K_i = 1 + \frac{1}{1.48} \lg \frac{K_{vi}}{K_{vg}}$$

式中: R 为可调比;  $K_{vi}$  为计算开度 KV 值;  $K_{vg}$  为所选阀的标准 KV 值;  $K_i$  为对应  $K_{vi}$  之开度。

调节阀的工作开度范围以 30~80% 为宜。过去有关书籍中提出  $K_{min} > 10\%$ ,  $K_{max} < 90\%$  是不全面的。更好的提法是:  $K_{min}$  一般大于 10%, 但对高压阀、双座阀、蝶阀等寿命短、小开度稳定性差的阀应大于 20%~30%。至于最大工作开度, 为充分利用阀容量, 考虑影响全开流量的两个因素——全程偏差 (不带定位器 -4%, 带定位器 -1%)、流量系数偏差 (-10%KV), 在这两个负偏差下使阀的流量  $\geq$  最大工作流量, 由此得最大开度允许值为:

不带定位器: 直线特性  $K_{max} \leq 86\%$ ; 对数特性  $K_{max} \leq 92\%$ ;

带定位器: 直线特性  $K_{max} \leq 89\%$ , 对数特性  $K_{max} \leq 96\%$ 。



#### 4) 新型石墨填料有何特点, 使用中应注意什么?

答: 在阀的使用中, 往往因填料密封差、寿命短、经常更换而感到烦恼, 从而迫切需要一种寿命长密封好、更换容易的填料, 新型的柔性石墨填料就具有这些特点. 它由柔性石墨压制成型, 具有石墨的耐高温 (+600℃)、耐低温 (-250℃)、耐腐、耐磨等特点, 加之它压制成片, 剖面为矩形, 一般放置 4~6 片, 从而形成一个密封套, 故使用寿命长. 过去常用的四氟填料, 只能在 -20~200℃ 范围内, 其剖面为“V”形, 分别由“V”形之两道刃密封, 而不象石墨填料为一个整体密封套, 其密封刃容易磨损、拉伤、老化, 故使用寿命短, 在极限温度下只能用到 3~5 个月。

石墨填料可直接置于高、低温介质中, 使高低温阀与普通阀一样. 石墨填料还可以在一边上按 45° 切破, 然后搬开, 让填料从切口上伸进阀杆, 从而不必卸下执行机构, 更换容易。

由于石墨填料密封为一个套子, 需要较大的密封力, 对阀杆包得较紧, 故回差较大, 一般为 6%~8% (四氟填料为 2.5%~5%), 这是石墨填料的主要缺点. 同时, 开初有一点爬行现象, 动作一段时间后很快消失. 在使用中可带定位器消除其回差, 如阀已带定位器, 那就更应该考虑选用石墨填料了. 石墨填料对与蒸汽、高温水介质使用最佳, 而在这种条件下使用四氟填料又较差, 故可优先考虑。

#### 5) 何类阀需要进行流向选择?

答: 调节阀对流向的要求可分为三类: 一是任意流向, 即没有流向要求, 任意安装使用. 这一类阀通常是对称流动, 如蝶阀、球阀; 二是规定了流向, 即根据阀的特点, 把流向选好固定下来, 使用时应注意按流向箭头安装, 如套筒阀(双密封型)、双座阀、偏心旋转阀. 三是根据阀的不同工作条件, 选择某一流向. 这一类通常使用最广的是单密封类调节阀, 如单座阀、角形阀、小流量调节阀等. 为了选好阀的流向, 首先应了解流向对阀工作性能的影响. 在此基础上, 根据使用中的主要矛盾, 决定其流向。

#### 6) 阀门定位器的主要作用有哪些?

- (1) 提高阀门位置精度。
- (2) 减少调节信号的传递滞后, 加快动作速度。
- (3) 增大执行机构输出力, 克服不平衡力。
- (4) 实现电气的转换。

#### 7) 调节阀的入、出口装反, 是否影响使用?

答: 一般蝶阀的结构是对称的, 不分入口和出口, 所以不存在装反的问题. 其他结构的调节阀, 入口和出口装反了, 则会影响阀的流量特性, 引起流量系数的改变, 有时还容易使盘根处泄漏. 对于单座阀, 装反会使不平衡力改变方向, 甚至影响阀的稳定性. 在高压调节阀中, 流向选择不当, 还会影响使用寿命。

#### 8) 气动阀在维修中应重点检查哪几个部位?

- (1) 阀体内壁;
- (2) 阀座;
- (3) 阀芯;
- (4) 膜片和“O”型密封圈;
- (5) 密封填料;



9) 气动薄膜调节阀工作不稳定, 产生振荡, 其主要原因有哪些?

答: 主要原因有:

- (1) 调节器输出信号不稳定。
- (2) 口径选得过大, 调节阀在小开度状态下工作。
- (3) 阀门定位器灵敏度过高。
- (4) 流闭型, 不平衡力变化为“+” $F_t$ 。
- (5) 调节阀固有频率与系统固有频率相接近而产生共振。

## 6 简述题

1) 正作用—反作用、气开—气闭、流开—流闭是怎么回事?

答: 正作用、反作用是对气动薄膜执行机构而言, 即为气动薄膜执行机构的作用方式. 上面进气, 推杆向下运动的, 称正作用执行机构; 下面进气, 推杆向上运动的, 称反作用执行机构. 气开、气闭是对气动薄膜调节阀整机而言, 即为气动薄膜调节阀的作用方式. 顾名思义, 随信号增加, 阀逐步关闭者为气闭阀; 在没有信号时, 气开阀为关闭状态, 气闭阀为全开状态。

正、反作用执行机构与气开、气闭阀的匹配关系是: 对于双导向的阀芯 (即上、下均导向), 只需正作用执行机构就可实现作用方式的改变. 当阀芯正装时, 为气闭阀; 阀芯反装时, 为气开阀, 如双座阀、DN25 以上的单座阀. 对单导向阀芯 (仅阀芯上端一处导向), 不可能反装, 气开、气闭的改变, 只能更换执行机构. 气闭阀配正作用执行机构, 气开阀配反作用执行机构, 如单座阀 DN20 角形阀、高压阀等。

流开、流闭是对介质的流动方向而言, 与正、反作用, 气开、气闭不相干. 其定义为: 在节流口, 介质的流动方向向着阀的打开方向流动 (即与阀开方向相同) 时为流开型; 反之, 向着阀的关闭方向流动 (即与阀关方向相同) 时为流闭型. 顺便指出, 以往按不平衡力的作用方向来定义, 认为若不平衡力作用是将阀芯顶开的, 则为流开型, 将阀芯压闭的, 则为流闭型, 这种说法是错误的. 在这一错误定义下, 认为流闭型之不平衡力均为压闭型, 故稳定性差这也是不全面的。

2) 调节阀口径计算有哪些步骤?

答: 从工艺上提供有关参数到最后口径的确定, 需要以下几个步骤。

- (1) 确定工艺参数

对  $Q_{min}$  和  $Q_{nor}$  (正常流量) 注意不要一再留余地, 以防阀选大, 造成小开度工作, 工作性能差, 经济性差 (特别是特殊材料的大口径阀)。再由系统特点确定  $S$  值, 然后得出相应压差 (不同开度的  $S$  值可查有关表)。对老系统改进, 参数可根据经验和现场测定来确定。

- (2)  $K_v$  值计算



首先, 根据已知条件查有关计算参数(如 FL); 其次, 根据不同介质(液体、气体、蒸气)采用相应流动判别公式, 分别对  $Q_{min}$ ,  $Q_{nor}$  流动状态进行判别, 确定是正常流动还是阻塞流动; 根据流动状态, 采用相应 KV 值计算公式, 计算出  $K_{vmin}$  和  $K_{vnor}$ 。

### (3) 口径的确定

根据  $C_{nor}$  按直线流量特性放大 1.4 倍, 对数特性放大 1.97 倍后, 在所预定的阀系列中, 选取大于该值并最接近的一档, 对应得阀口径 DN。

### (4) 开度、可调比验算与 $F_t$ 校核

①开度验算: 因本方法是按阀全开能通过  $1.3Q_{nor}$  来确定的, 故对最大开度可以不验算, 主要是对最小开度进行验算, 以防小开度工作。

②可调范围验算: 考虑到实际可调比与理想可调比 R 变化较大, 工作可调比为  $10\sqrt{s}$ , 验算时按  $Q_{max}/Q_{min} < 10\sqrt{s}$  计算(这里相当于在理论推导公式上, 留有 2.3 倍余地)。若  $Q_{max}/min$  大于上述值则考虑其它措施或另选阀结构。

③ $F_t$  校核: 最后还需要进行不平衡力校核, 可采用计算 F 和  $F_t$  来进行校核, 也可查表进行许用压力 ( $d_g=d_s$ )、许用压差校核。若不能满足, 则应考虑其它措施, 如带定位器等, 假如还不行那就只好另选阀结构了。

在阀开度、可调比、 $F_t$  的验算和校核均通过后, 该阀结构和口径才选定。若任一条件通不过, 都必须另选直至通过为止。

### 3) 汽蚀是怎么一回事, 怎样减小和防止?

答: 调节阀在节流中, 因节流口流速急剧上升, 由能量守恒定律可知, 速度上升, 压力必须下降, 若此时压力的下降低于介质温度的饱和蒸气压, 便气化, 分解出气体, 形成气液双相流动, 这就是所谓的闪蒸。节流后, 速度下降, 压力的恢复超过  $P_v$  (饱和蒸气压) 值后, 不能继续产生气化, 同时液体中的气泡将还原为液体。在流体力学中可以证明, 此时气泡内的压力趋近于无穷大, 即有较大的压力产生, 它迫使气泡破裂, 并形成强大的压力冲击波, 这种现象称为空化, 此压力冲击波作用在阀芯、阀座金属表面上, 使材料很快被破坏(开头如蜂窝), 同时, 引起振动和噪音。这种由空化引起的材料破坏、振动和噪音, 称为汽蚀。若空化产生的冲击未作用在金属上, 其能量由液体吸收, 汽蚀将小得多。在严重汽蚀下, 一般不锈钢只能用几天, 硬质合金只能用半年, 即使 6YCl 也只能用 1 年左右。

怎样减小和防止汽蚀? 一般来说, 有如下几种办法: ①使节流口最低压力高于  $P_v$  值, 一般较困难; ②尽量提高节流口压力, 通常是增大阀的阻力, 如增长节流通道(即把阀芯头加长, 阀座加厚)、在阀座密封面上部增设阻力初步节流、多级节流分级降压、叠片式结构等; ③增设孔板降压, 以减小压降; 把空化破坏引向次要部位, 如选用流闭型; 选用耐汽蚀的特殊材料等。

### 4) 冲刷的弊与利, 怎样防止与利用?





答：调节阀节流口介质的高速流动，其冲刷能量很大，它可在几天内将节流件冲出一个大缺口，特别是进口方，高压差冲刷更厉害。由于它是顺着流线冲刷的，其破坏形状也成流线形。怎样防止呢？一是从开度上考虑。在日常生活中我们可以看到，为提高水的冲刷能力，往往把出水口管道压缩，或用钳子将出口钳住部分，以提高流速，使冲刷能力成倍增加；同样道理，阀选大，处小开度工作，节流间隙小，冲刷厉害。相反，阀选得适宜，工作开度增大，使节流间隙大，冲刷减弱，阀的寿命得以提高。某厂选用的高压阀，因  $d_g$  选得大，一般在 20% 开度以下工作，阀芯一个月内被冲蚀。缩小一档  $d_g$ ，开度在 60% 左右，阀的寿命提高到一年左右。这就是说，特别是高压差阀，防止阀在小开度工作是提高使用寿命的一个主要措施。在小开度下，冲刷的破坏往往变得比汽蚀严重，而这一点往往未被人们重视。其次还可以从转移破坏位置上想办法。

象水冲地面一样，冲刷可减小高粘度、悬浮液、含颗粒介质造成的堵塞，这就是所谓调节阀的“自洁”性能。可以从三方面考虑：①从结构上考虑选用角阀，尽可能减少死区，防止介质沉淀，最好的就是流线型结构；②从流向上选流闭型，以增加冲刷；③最好选用“自洁”性能更好的旋转类调节阀，但经济性要差些。

## 5) 为什么调节阀会强烈振动，怎样消除？

答：调节阀和龙头一样，也会使系统管道跳动，附件及其元件振松，伴随旋转与噪音。甚至阀杆振断、阀座脱落。它严重影响系统正常工作，造成噪音污染，有的根本就无法投运。调节阀产生振动的原因与频率有关。当外力的频率与系统的固有频率（无阻尼的理想振动频率）相同或接近时，即同拍时，外力在整个周期内对系统做正功，受迫振动的能量达最大值，这种现象就称为共振，此时的外力称为策动力。由此可见，产生共振的条件必须是策动力与系统固有频率相等或接近。破坏了这个条件，就破坏了共振，就达到消除振动和伴音的目的。

那么，能否在系统设计的时候，通过计算的办法来防止它们的频率相等呢？回答是不可能的。因为固有频率无法计算（只有弹簧、共振消音器等个别典型的可以计算）。因此，只限在实际投运中发生共振时加以消除。需要指出的是，共振本身是一种巧合（策动力与系统固有频率接近或相等），不是阀的质量问题（实际中不少人认为是阀造成的，而没在共振上想办法）。那么，又怎样消除呢？

我们又通过对共振的自来水龙头反复试验发现，阀门产生频率的所谓源是节流口的急剧速度和压力变化所致，改变节流形状或形式即可改变阀的振动频率。再结合上述分析，得出以下行之有效的办法：①轻微共振可增加阀的刚度（增大  $P_r$ 、 $A_e$ ）以增加阻尼，另外应尽量减小配合间隙，以减小水平振动；②中等程度的共振可以考虑改变节流件形状（将共振开度范围上的阀芯曲面或套筒窗口车或锉掉 0.5~1mm，也可更换另一流量特性的阀芯和套筒）；③对共振厉害，共振开度范围较大者，则可更换另一种节流形式的阀。因为阀型不一样，其固有频率自然不同。改变节流形式，相当于改变了固有频率，因此这是最根本的办法。具体的办法如将双座阀改为套筒阀，套筒阀改为双座阀等。上述办法，从理论到实践已证明简易可行。共振问题普遍存在，了解这一问题有较大的实用意义。如锅炉给水调节系统，普遍反映其产生振动和噪音，采取本办法即可解决问题。

## 6) 怎样防止和减小噪音？

答：噪音对人有严重危害，一般不应超过 80 分贝。调节阀噪音有时可达 100 分贝以上，使人接近它感到很难忍受。一般调节阀的噪音来源于阀芯的振动，有因高速气流面产生的气体动力学噪音，也有因闪蒸、空化、流动造成的液体动力学噪音。其中流体流动噪音和闪蒸噪音不是很大，其它噪音则可以根据噪音来源做如下考虑：



(1) 振动噪音的防止和减小。这一类噪音绝大多数是共振所致, 振动往往就伴随着噪音, 只不过有大有小。可以从增加刚度以增加阻尼, 减小节流件配合、导向间隙, 以减小横向振动等方面来减小噪音; 根本的防止方法不是在产生噪音之后采取被动的方法加以削弱或隔音, 而是要在消除共振上考虑, 改变阀的固有频率。

(2) 空化噪音的防止。防止振动噪音应从消除共振上考虑; 同理, 空气噪音应从防止闪蒸、防止空化或减小闪蒸、减小空化上考虑。

(3) 气体动力学噪音的防止。当可压缩流体通过调节阀的速度大于或等于音速时, 便产生强烈的噪音和振动, 不仅产生噪音, 而且还损坏其中零件, 这种噪音的破坏程度与噪音能量有关, 而噪音的能量又与速度的 3 次方成正比。因此, 速度越大, 噪音将更为明显地增大。目前, 避免气体动力学噪音一般有如下方法: ①消除噪音源, 即从根本上限制调节阀节流速度, 使之低于音速; ②选用低噪音调节阀, 它使流体节流时曲折流动, 互相干扰与冲撞, 以增加阻力, 消耗能量, 防止(或减小)流路里任意一点产生超音速, 从而降低噪音。当噪音不是很大时, 可选普通套筒阀; ③选用多孔限流板, 它吸收阀后部分压降, 以提高阀后压力, 降低节流速度以降低噪音; ④采用隔音材料隔绝噪音。当噪音不大时, 用隔音材料包住阀后管线, 直到噪音低于 80 分贝左右; ⑤采用消音器, 当噪音稍高时, 在阀后安装消音器吸收噪音, 减小传播。

## 7) 为什么调节阀不能在小开度工作

调节阀在小开度时存在着急剧的流阻、流速、压力等变化, 它带来如下问题: ①流速最大, 节流间隙最小, 冲刷最厉害, 严重影响阀的使用寿命; ②急剧的流速、压力变化, 斜率将产生正负变化, 超过阀刚度时, 阀稳定性差, 甚至产生严重振荡; ③对“+”ft, 产生跳跃关闭或跳跃启动, 调节型阀在这个开度内, 无法进行调节; ④开度大, 阀芯密封面离节流口远, 有利于保护阀芯密封面; 相反, 开度小, 有损于阀芯密封面; ⑤从阀结构上看, 有些阀不适宜于小开度工作, 如蝶阀, 小开度受力为“+”ft, 产生跳跃关闭和启动; 双座阀两个阀芯球, 一个处流开, 一个处流闭, 使小开度时的稳定性差, 易产生振荡。

综合上述, 为提高阀使用寿命、稳定性、正常调节等工作性能, 调节阀应避免在小开度工作。通常应大于 10~15%, 但对高压阀、双座阀、蝶阀、处于“+”ft 工作的调节阀应大于 20% (线性阀) ~30% (对数阀)。

## 8) 调节阀稳定性差及出现喘振时怎样解决?

答: 调节阀出现振荡时, 可从如下方面考虑:

(1) 判别 ft 的作用方向。因“-”ft 稳定性好, “+”ft ( $d_g < d_s$ ) 稳定性差, 可将在“+”ft 情况下工作的阀改为在“-”ft 情况下工作, 通常是将流闭改为流开。

(2) 从结构上考虑。对柱塞形阀芯, 阀芯直径随开度增大而减小, ft 与  $\Delta P_i$  和  $A_i$  有关故 ft 仅与  $\Delta P_i$  变化有关。前者变化斜率大, 稳定性差。因此, 对单、双座阀可改用套筒也易产生振荡。如蝶阀, 通常在  $5 \sim 10^\circ$ 、 $75^\circ$  两处发生交变, 故最小开度应大于 15~20%, 而全开度, 设计厂已考虑, 全开为  $70^\circ$  再如双座阀, 一般在 10% 以内和 70% 左右开度上产生交变。

(3) 增加刚度。通常选用大的弹簧, 以增加对 ft 变化的适应能力。

(4) 从调节速度上考虑。对快速响应调节系统, 阀的动作速度不应太快, 不宜选用定位器和直线流量特性, 相反应改用对数流量特性和转换器(或继电器)。对两位型调节阀, 因它是一次性全行程动作, 动作速度快,



加之通常为流闭型，又产生跳跃动作，特别是对液体介质的流量进行调节，因介质调节速度变化快，易产生水击现象，并引起振动。通常可采用如下办法：①将流闭型改为流开型，防止跳跃（因跳跃开度动作速度极快）；②根据系统要求，可采用快开慢关，以减小关闭速度；采用慢开快关，以减小打开速度，或开、关动作均限制。具体办法，是对执行机构膜室进气、排气加阻尼，减慢执行机构动作速度。要进气慢时，对气源、进气管等设阻尼，要排气慢时，在排气口设阻尼。

9) 调节阀在安装时主要应注意什么?投运前为什么要特别注意清洗?

答：调节阀在安装时应注意如下问题：

(1) 安装前的检查。调节阀运到现场，应立即进行检查，以明确是否符合规定，特别是安装尺寸、材料、附件等。主要检查项目有：外观、行程、始终点、泄漏量等。此外，还应根据 PF 做弹簧预紧力调整，使执行机构有足够的输出力，以克服不平衡力。

(2) 管道铺设。因调节阀 Kv 值是在直管段上测定的，所以要求阀前、阀后直管段应大于 10 倍 DN 和 5 倍 DN。若管道口径大于阀口径，应安装大小头过渡；要考虑调节阀的移动和复位方便；要避免在阀上产生安装应力。

(3) 便于检修。管道对地面、楼板的高度要考虑对反装的阀芯(如气开的双座阀、DN25 以上的单座阀)部件便于从阀体下面取出，否则，必须卸下阀体并放倒才能取出，管道标高大于 2 米，应设置在平台上，以利维护；对装有附件的阀要考虑便于观察、调整、操作，要留卸下阀体法兰的螺栓空隙。

(4) 介质流向，对单密封类阀，流向对阀工作性能影响甚大，应根据流向进行安装。制造厂是按一般情况考虑的，对特殊的情况不能死搬硬套。

(5) 环境条件。受调节阀橡胶件(如膜片)工作温度的影响，其环境温度应在-30+60℃内，同时应尽量远离高温、振源和有毒场合。

(6) 安全措施。对泄漏、泄压、排放、易燃介质、强腐蚀介质等要采取安全、保护措施。

(7) 气源。气源应符合标准要求，特别是带定位器的阀，最好在定位器前加上空气过滤阀。

(8) 安装。应尽量垂直安装，特殊情况需倾斜安装时应支撑；不带定位器时，建议在膜头上安装一个小压力表，以指示调节器来的信号。

在阀正式投运前，要特别注意冲刷、清洗管道，以防投运后焊渣等类硬物卡在节流口，造成卡住、拉伤、密封面损坏等未用先坏的现象。在冲洗时应将阀全开，以便硬渣顺利通过。在试车时，应多让阀全行程动作几次，每一次注意阀不要关到底，防止异物压伤密封面。有时不少硬物从下阀盖平衡孔掉入导向套内，应卸下下阀盖清洗。发现有卡的现象，应向开方向动作，让硬物过去。上述问题普遍存在，应引起重视。最后，作者还得强调一下：开车前应多加冲洗。

## 7 调节阀 30 个为什么

1) 为什么要淘汰联设的老式高压阀?



这种高压阀结构见右图(a)所示,它是六十年代的联设产品.结构上的最大缺陷是下阀体与上阀体用螺纹连接,并把阀座压紧在中间.连接的螺纹尺寸很大,要把它拧紧非常困难,加上阀座又是平面密封,在高温高压下,这种结构很易造成外泄;同时,阀芯、阀座没有反汽蚀措施,寿命短.所以,概括起来,突出的特点是连接不方便、密封可靠性差、寿命短.建议应逐渐淘汰该产品。



(a) 气动老式高压阀



(b) 多级式高压阀

## 2) 为什么多级式高压阀应用很少?

多级式高压阀结构见上图(b)所示.它里面采用多级阀芯降压,使每级阀芯的压差被分摊,对减少汽蚀和冲蚀有一定的作用,但结构复杂、体积大、笨重,而且反汽蚀的效果并不十分理想,它在60~80年代选用较多.正由于以上的缺点,在80年代,不少厂家不断地改进和探索该结构,取得了一定的效果.以华林公司改进尤为成功,设计成“孔板节流+套筒节流+单座节流”形式,反汽蚀效果十分明显,寿命可达2~3年,相应,在九十年代,那种多级式高压阀选用较少了。

## 3) 为什么 $\Sigma F$ 气动执行机构应用较少?

这种气动执行机构见右图所示.它是梅索尼兰公司在70年代推出的新结构,它将薄膜侧装在支架的左面,推杆横向运动,再通过支架里的曲柄连杆,使输出成为上下运动.它们主要优点是增加输出力,但结构复杂,与简单、可靠、经济的原则相背离,从这二十年的使用情况来看,应用较少就说明了这个问题,与之同类产品比较,ZHA(B)精小型执行机构就很成功,它很快就在全世界被推广。



$\Sigma F$  气动执行机



#### 4) 为什么隔膜阀应尽量少用?

隔膜阀的隔膜片是一个极不可靠的零件,尤其是氟塑料的隔膜是一个无弹性的薄片,随着隔膜阀的开关,隔膜的上下折叠,很快被折破,使阀的使用寿命变得很短。随着其它切断阀、耐腐蚀阀(如球阀、蝶阀)

的不断改善,隔膜阀应尽量少用。

#### 5) 为什么衬胶蝶阀打开时启跳严重?

为了消除阀板与阀体的间隙,减少阀的泄漏量,阀体采用衬胶工艺。衬胶后的阀体的内孔尺寸小于阀板尺寸,阀板关闭时,通过橡胶的变形把阀板包住,当打开时,衬胶对阀板产生较大的摩擦力矩,当执行机构的力矩大于该摩擦力矩时,阀突然打开,该摩擦力矩便突然消失,据力的平衡,阀板必然冲到一个较大开度上,直到这个冲动的力矩与执行机构的力矩相平衡阀才停下来,这就是衬胶蝶阀之所以突然起跳的原因。正由于此,它用于调节场合时使用效果不理想。

#### 6) 为什么双座阀小开度工作时容易振荡?

对单芯而言,当介质是流开型时,阀稳定性好;当介质是流闭型时,阀的稳定性差。双座阀有两个阀芯,下阀芯处于流闭,上阀芯处于流开,这样,在小开度工作时,流闭型的阀芯就容易引起阀的振动,这就是双座阀不能用于小开度工作的原因所在。

#### 7) 为什么双密封阀不能当作切断阀使用?

双座阀芯的优点是力平衡结构,允许压差大,而它突出的缺点是两个密封面不能同时良好接触,造成泄漏大。如果把它人为地、强制性地用于切断场合,显然效果不好,即便为它作许多改进(如套筒阀),也是不可取的。

#### 8) 为什么直行程调节阀防堵性能差,角行程阀防堵性能好?

直行程的阀芯是垂直节流,而介质是水平的流进和流出,它必然在容腔内转弯倒拐,使阀的流路变得相当复杂(形状如倒“S”型),这样,存在许多死区,为介质的沉淀提供了空间,长此以往,造成堵塞。角行程阀节流的方向就是水平方向,介质水平流进,水平节流,容易把不干净介质带走,同时流路简单,介质沉淀的空间也很少,所以角行程阀防堵性能好。

#### 9) 为什么直行程调节阀阀杆较细?

它涉及一个简单的机械原理:滑动摩擦大、滚动摩擦小。直行程阀的阀杆上下运动,填料稍压紧一点,它就会把阀杆包得很紧,产生较大的回差。为此,阀杆设计得非常细小,填料又常用摩擦系数小的四氟填料,以便减少回差,但由此派生出的问题是阀杆细,则易弯,填料寿命也短。解决这个问题,最好的办法就是用旋转阀阀杆,即角行程类的调节阀,它的阀杆比直行程阀杆粗2~3倍,且选用寿命长的石墨填料,阀杆刚度好,填料寿命长,其摩擦力矩反而小、回差小。

#### 10) 为什么角行程类阀的切断压差较大?

角行程类阀的切断压差较大,是因为介质在阀芯或阀板上产生的合力对转动轴产生的力矩非常小,因此,它能承受较大的压差。



11) 为什么氯气介质选用波纹管密封阀不是很好?

由于氯气跟空气接触,产生盐酸,为了不让氯气与空气接触,对阀杆的上下运动采用了波纹管隔绝的办法。但是,波纹管不可靠,容易破裂,造成更大的麻烦。最简单的办法是选用耐盐酸的阀杆,阀杆的腐蚀问题被解决了,这种结构简单可靠,如选用全四氟单座阀。

12) 为什么脱盐水介质使用的衬胶蝶阀、衬氟隔膜阀使用寿命短?

脱盐水介质中含有低浓度的酸或碱,它们对橡胶有较大的腐蚀性。橡胶的被腐蚀表现为膨胀、老化、强度低,用衬胶的蝶阀、隔膜阀使用效果都差,其实质就是橡胶不耐腐蚀所致。后衬胶隔膜阀改进为耐腐蚀性能好的衬氟隔膜阀,但衬氟隔膜阀的膜片又经不住上下折叠而被折破,造成机械性破坏,阀的寿命变短。现在最好的办法是用水处理专用球阀,它可以使用到5~8年。

13) 为什么合成氨液位控制阀、尿素装置中的P4阀使用寿命短?

合成氨液位控制的高压阀寿命短主要是汽蚀原因造成的;P4阀除汽蚀外,还有尿液腐蚀问题。解决办法是选用抗汽蚀性能好的高压阀,同时P4阀材质还应选316L。

14) 为什么中压蒸汽场合选用套筒阀切断效果不理想?

在30万吨合成氨装置中,中压蒸汽的切断阀(如PV117)采用了这种结构。因为引进这些装置大多在80年代,那时正盛行套筒阀,从现在的眼光看,选择套筒阀是不可取的,作为双密封,它不仅切断效果不好,而且可靠性差、维护不便且密封环、备件价格高。最好的改进办法是用单座套筒阀配强力执行机构。

15) 为什么按常规思路选定的烧碱用阀效果不理想?

烧碱用阀,尤其是蒸阀系统,浓度高、温度高、腐蚀严重,这种苛刻的条件按常规是不行的。解决的办法:除考虑耐腐蚀问题外,还需考虑对结构的防堵问题、执行机构的强制性动作问题。

16) 为什么强腐蚀介质选用耐蚀合金阀较少?

合金阀价格太贵,能够用全四氟阀的场合就应该选用全四氟阀。全四氟阀是耐腐蚀性能最好的阀,但它受到工作条件的限制,仅能用于150℃以下、PN2.5以下的介质条件中,但这已经能够满足80~90%的场合了,除非在不得已情况下,才选用合金阀。

17) 为什么切断调节阀应尽量选用硬密封?

切断阀要求泄漏越低越好,软密封阀的泄漏是最低的,切断效果当然好,但不耐磨、可靠性差。从泄漏量又小、密封又可靠的双重标准来看,软密封切断就不如硬密封切断好。如全功能超轻型调节阀,密封而堆有耐磨合金保护,可靠性高,泄漏率达 $10^{-7}$ ,已经能够满足切断阀的要求。

18) 为什么套筒阀代替单、双座阀却没有如愿以偿?

60年代问世的套筒阀,70年代在国内外大量使用,80年代引进的石化装置中套筒阀占的比比较大,那时,不少人认为,套筒阀可以取代单、双座阀,成为第二代产品。到如今,并非如此,单座阀、双座阀、套筒阀都得到



同等的使用。这是因为套筒阀只是改进了节流形式、稳定性和维护好于单座阀,但它重量、防堵和泄漏指标上与单、双座阀一致,它怎能取代单、双座阀呢?所以,就只能共同使用。

19) 为什么说全功能超轻型阀是第二代产品?

它具备了全功能、超轻型、可靠性高的特点,而现在的主导产品——单座阀、双座阀、套筒阀在切断、防堵、耐压差、重量远不及全功能超轻型阀,因此,全功能超轻型阀必将逐步取代单、双座阀、套筒阀,成为第二代主导产品。

20) 为什么角行程类阀用曲柄连杆推动方式不可取?

因为它结构复杂、回差大、有效输出力矩小、尺寸又大,且连接也不如直连式执行机构方便。

21) 为什么齿轮齿条转动式的活塞执行机构比其它形式的活塞执行机构好?

这个简单的道理在前面已提到过,那就是滚动摩擦远远小于滑动摩擦。

22) 为什么在气动阀中活塞执行机构使用会越来越多?

对于气动阀而言,活塞执行机构可充分利用气源压力,使执行机构的尺寸比薄膜式更小巧,推力更大,活塞中的O型圈也比薄膜可靠,因此它的使用会越来越多。

23) 为什么双导向的阀芯气开时仍然用反作用执行机构更好?

过去,对双导向阀芯的气开阀是通过固定ZMA执行机构,倒装阀芯、阀体去实现它,这是一个非常愚蠢的办法;反过来,如果我们固定阀,换用反作用执行机构就解决了,这显然比改变阀体、阀芯(同时涉及上下盖、阀杆)方便得多。

24) 为什么要将电源转化为气源去驱动气动阀,而不直接使用电动阀?

这是个历史遗留问题。在过去,电动执行机构用电源方便,结构复杂、笨重,更主要是可靠性差。于是,便只好采用气动阀再配置气源加转换器来实现。如今,电子式执行机构有效克服了上述问题,并比气动阀有更多的优点,故那种用气源去驱动气动阀的方式应越来越少了。

25) 为什么石墨填料寿命长、密封可靠,但在直行程阀上推广困难?

直行程阀其阀杆是上下运动的,它与填料间的滑动摩擦大,若选用石墨填料,摩擦就更大所以,通常推广困难。

26) 为什么说选型比计算重要?

计算与选型比较而言,选型要重要得多,复杂得多。因为计算只是一个简单的公式计算:它的本身不在于公式的精确度,而在于所给定的工艺参数是否准确。选型涉及到的内容较多,稍不慎,便会导致选型不当,不仅造成人力、物力、财力的浪费,而且使用效果还不理想,带来若干使用问题,如可靠性、寿命、运行质量等。



27) 为什么定位器用得更多, 转换器用得少?

转换器就只有一个电气转换的功能, 而定位器除具有电气转换的功能外, 还具有加快动作速度、提高位置精度、提高输出力的功能, 即便如此, 两者的价格一致, 当然应选定位器多于转换器。

28) 为什么说 ZMB 是一个不可靠的反作用执行机构?

ZMB 型反作用执行机构有一个深波纹膜片用以密封推杆, 但这是一个极不可靠的零件, 经常被折破, 所以 ZMB 也变得不可靠了。

29) 为什么高压阀、耐蚀合金阀用锻件?

因为凡铸件材质组织疏松、抗压能力差, 腐蚀介质对它容易渗透, 然而锻件的材质组织紧密, 能有效克服铸件所存在的问题。

30) 为什么说定位器的输出按 20~100KPa 的范围是不全面的?

定位器之所以能定位, 就是通过改变输出压力去克服阀的不平衡力、摩擦力、弹簧的软硬等。如果要求它的输出力 20~100KPa 不变, 即是说各种力的总和也必须在 20~100KPa 范围内变动, 这显然是不可能的。所以, 各种力在变, 定位器的输出力就必须做相应的调整。