

④

15-19

1997年第3期

阀门

- 15 -

## 调节阀流量特性探索

浙江大学工控所 张玉润 陈意秋

TP214

**摘要** 现代流程工艺过程的控制系统,要求调节阀不但有符合使用要求的机械性能,更需要具有既确保调节品质又可降低节流能耗的流量特性。理论与实践表明,现行调节阀的传统流量特性不能统一上述要求。按控制系统运行时所需要的工作特性导出阀门的固有流量特性,并取阀门运行在低压降比下设计得到的新流量特性,达到了确保调节品质,提高生产效率又降低能耗的目的。

**叙词:** 调节阀 流量控制阀 节能

控制 流量特性

## 1. 概述

随着流程工艺的发展与不断强化,在热工、化工、石油炼制和发电等各种生产过程的重要和关键参数实施自动控制,以获得安全经济运行,是广泛采用而有效的途径。特别是用计算机优化控制正迅速发展,使生产取得最大效益。调节阀在控制流体流量的工作过程中,同普通阀门一样,接受控制操作讯号,按控制规律实现对流量的调节,使得作为工艺过程的物料、能量的载体流量工况最佳,满足过程达到最佳效果。按照这一要求和过程,调节阀的流量特性必须要与控制系统的(静)特性很好匹配。调节阀是变阻力件,其控制流量是通过改变阻力实现的。节流是不可逆过程,要消耗能量。由此可知,调节阀在使用中应考虑机械(耐压、耐温、耐蚀、耐磨和切断等)性能外,更需要考虑它的流量特性对系统控制性能的作用,以及运行状况对节流能耗的影响。然而,观察现行调节阀的使用情况,它的流量特性不能很好匹配控制系统,系统的控制功能不能充分发挥,起控制作用的节流能耗普遍偏大,有较大的节约潜力,调节阀的使用涉及各行业,量大面广,对流程工艺的生产效率和经济效益的提高以及能源消耗的降低有着不可忽视的作用。为此,探索调节阀的流量特性与控制系统的匹配和其与节流能耗的关系有着实际的价值。

2. 流量特性与控制功能和节流能耗的关系  
调节阀作为控制系统执行器,如同电子线

路中的可变电位器,被安装在流体输送管道中。其控制流量的性能不仅受本身特性的影响,还受其阻力占系统总阻力份额大小的影响。设调节阀的机械(固有)相对流量特性为 $f(h)$ ,它全开满流量时的阻力压降占系统压降(包括阀)的比值称压降比 $\Delta P_R$ ,则阀在运行中的工作流量特性(相对值为 $F(h)$ ),按阀的工作原理有

$$F(h) = f(h) \sqrt{\frac{1}{(1 - \Delta P_R) f^2(h) + \Delta P_R}} \quad (1)$$

式中, $h$ 为阀的行程 $l$ 与全行程 $L$ 的比值

调节阀总是在 $0 < \Delta P_R < 1.0$ 的管路阻力条件下运行, $F(h)$ 与 $f(h)$ 总是不一致的。现行自控设计规范是用 $f(h)$ 来匹配控制系统,并选择标定该机械(固有)特性的阀产品,而阀门在运行中实际匹配于控制系统的是其 $F(h)$ 。为了使设计选配的调节阀特性能尽可能匹配控制系统,以充分发挥控制功能,必须使 $\Delta P_R$ 接近1.0。图1是现有 $f(h)$ 为直线的调节阀在不同的 $\Delta P_R$ 下的 $F(h)$ 特性。一个确定的工艺流程,管路阻力(除调节阀)一定,使 $\Delta P_R$ 接近1.0,在增加阀阻力占系统总阻力比的同时,实际增加了输送管路总阻力。这样,在完成相同的流量输送任务时增加了阀的节流能耗和系统总功耗。按 $\Delta P_R$ 含意得到以显参数压力降表达的关系式

$$\Delta P_R = \frac{\Delta P_{\min}}{\Delta P_{\min} + \Delta P_{\max}} \quad (2)$$

式中,  $\Delta P_{\text{min}}$  即阀全开满流量时的阀前后压降, 而这时的管路沿程压降为最大, 即  $\Delta P_{\Sigma \text{max}}$ 。图2、表1、表2分别表示阀上压降能耗与系统总功耗对  $\Delta P_R$  的关系图与数值。如在流程工艺中, 当  $\Delta P_R$  为 0.5 时,  $\Delta P_{\text{min}}$  与  $\Delta P_{\Sigma \text{max}}$  相等, 如  $\Delta P_{\text{min}}$  为 0.5MPa, 管路出口压力  $P_2$  为 0.2MPa, 则泵的出口压头  $P_1$  为 1.2MPa; 若在保持  $P_2$  和输送流量  $Q$  不变下,  $\Delta P_R$  为 0.1, 则  $\Delta P_{\text{min}}$  为 0.06MPa,  $P_1$  下降为 0.76MPa。表明  $\Delta P_R$  降低后, 阀上节流损耗和泵的总压头显著降低, 达到了节能和有利于系统安全运行。

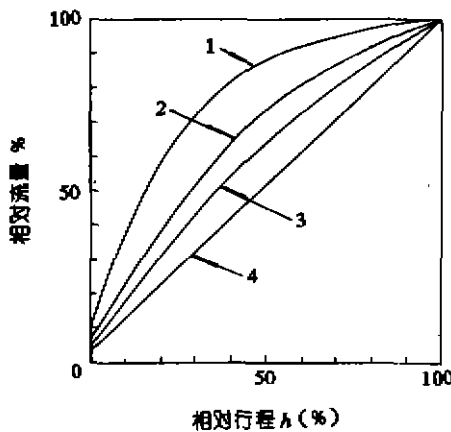


图1 传统线性调节阀随压降比  $\Delta P_R$  值变化的流量特性  
 1 —  $\Delta P_R = 0.1$     2 —  $\Delta P_R = 0.3$   
 3 —  $\Delta P_R = 0.5$     4 —  $\Delta P_R = 1$

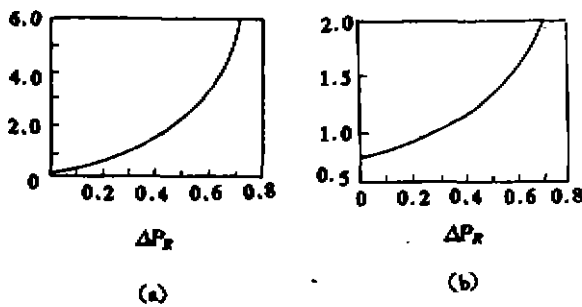


图2 不同压降比时的阀上压降与泵的功耗  
 (a) 阀上压降    (b) 泵的功耗

表1  $\Delta P_R$  与  $(\Delta P_{\text{min}}/\Delta P_{\Sigma \text{max}})$  之间的关系

$\Delta P_R$	0.05	0.10	0.20	0.30	0.40	0.50	0.60	0.70
$\Delta P_{\text{min}}/\Delta P_{\Sigma \text{max}}$	0.05	0.11	0.25	0.43	0.67	1.00	1.50	2.30

表2  $\Delta P_R$  与  $(N_P/N_{\Sigma})$  之间的关系

n	$\Delta P_R$							
	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8
0	1.11	1.25	1.43	1.67	2.00	2.50	3.30	5.00
1	2.11	2.25	2.43	2.67	3.00	3.50	4.30	6.00
2	3.11	3.25	3.43	3.7	4.00	4.50	5.30	7.00
3	4.11	4.25	4.43	4.67	5.00	5.50	6.30	8.00
4	5.11	5.25	5.43	5.67	6.00	6.50	7.30	9.00
5	6.11	6.25	6.43	6.67	7.00	7.50	8.30	10.00
6	7.11	7.25	7.43	7.67	8.00	8.50	9.30	11.00
7	8.11	8.25	8.43	8.67	9.00	9.50	10.30	12.00
8	9.11	9.25	9.43	9.67	10.00	10.50	11.30	13.00

注:  $N_P/N_{\Sigma}$  为泵功率与管路消耗功率之比。  
 n 为工艺静压与管路压降之比。

综上所述, 调节阀的流量特性与运行安全、生产效益和能耗等十分有关。对于制造者来说, 调节阀的流量特性和机械性能应置于同一位置考虑。而实际是把调节阀的流量特性放在次要的地位, 沿习传统的阀流量特性, 如固有特性为线性与等百分比等一直不变, 改变调节阀的流量特性更是不予提及。笔者经多年研究调查后认为, 按照使用的实际需要, 调节阀的传统流量特性应以改变。

### 3. 调节阀传统流量特性在使用上的问题

按热工和化工等大多数过程控制系统对调节阀流量特性的要求, 通常以线性或等百分比的工作流量特性  $F(h)$  能满足。现有调节阀的传统固有流量特性  $f(h)$  虽然是线性或等百分比, 但由于阀总是在压降比  $\Delta P_R$  小于 1.0、大于 0 的状态中运行。按式(1),  $F(h)$  偏离  $f(h)$ , 控制系统得不到按设计所需要的阀特性, 影响了控制质量。为了确保控制质量, 使  $F(h)$  接近设计的  $f(h)$ , 则必须使  $\Delta P_R$  提高而向 1.0 靠近。这就增加了机泵功率和系统能耗, 并于安全运行不利。减小  $\Delta P_R$  于安全运行和降低能耗有利, 但对控制品质不利。这是调节阀传统流量特性引出的问题。

实现阀的  $f(h)$  是由对应的阀流通面积和

面积随行程的分布,改变其分布规律是实施阀在不同  $\Delta P_R$  下使  $F(h)$  满足控制系统要求的途径。图3(线1)、图4(线1)和图5(线1)是  $f(h)$  为线性柱塞型(图6)、套筒型(图7)和闸门型(图8)等调节阀流通面积分布(或阀瓣轮廓)图,图9(线1)、图10(线1)和图11(a)是它们在生产运行中的  $F(h)$ 。显然,它们共同点是,在小开度时流量变化剧烈而行程范围小;在大开度时流量变化小,几乎不变而饱和且行程范围大; $F(h)$  偏离了本为线性的  $f(h)$ ,不能匹配控制系统。同样, $f(h)$  为等百分比时的实际运行情况也与线性一样,这里不再重复。可见改进调节阀传统特性是十分必要的。

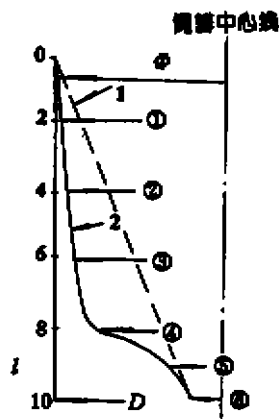


图3 新(线2)、旧(线1)柱塞型阀阀瓣轮廓尺寸  
 l—阀行程(mm) D—阀座内径(D=30mm)  
 $\phi$ —阀瓣直径(①~⑤分别为 $\phi=29.64\text{mm}$ 、 $29.31\text{mm}$ 、 $28.98\text{mm}$ 、 $28.00\text{mm}$ 、 $23.30\text{mm}$ 和 $21.64\text{mm}$ )

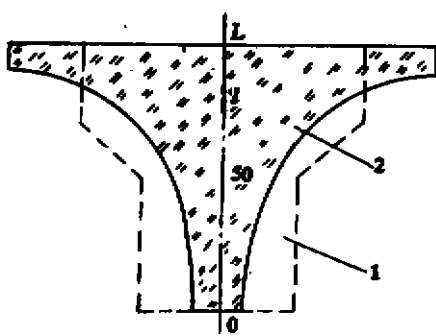


图4 新(线2)、旧(线1)套筒开窗面积分布  
 l—阀行程 L—阀额定行程

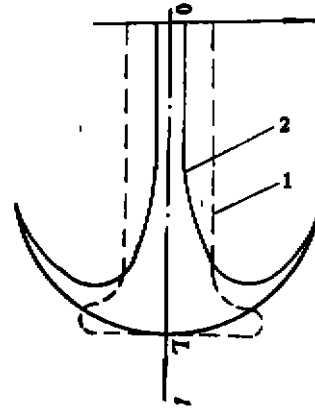


图5 新(线2)、旧(线1)闸门型调节阀面积分布  
 l—阀行程 L—额定行程

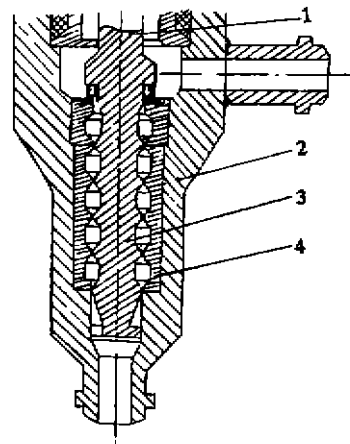


图6 柱塞型多阀瓣减温调节阀  
 1. 阀杆 2. 阀体 3. 阀瓣 4. 阀座

#### 4. 调节阀传统流量特性的改进与实施

从研究得知,按调节阀在运行状态下的  $\Delta P_R'$  (调节阀在实际运行中压降比的统计平均值) 值时系统所需要的阀  $F(h)$  来设计它的  $f(h)$  是有效解决这一问题的设计方法。按这一思路,从式(1)得出阀的  $f(h)$  有

$$f(h) = F(h) \sqrt{\frac{\Delta P_R'}{1 - (1 - \Delta P_R') F^2(h)}} \quad (3)$$

式中,如控制系统需要  $F(h) = 0.9h + 0.1$ ,同时从降低能耗出发,则按最优化原理得到  $\Delta P_R'$  为 0.1 是最佳值。这样的阀特性在控制系统中,

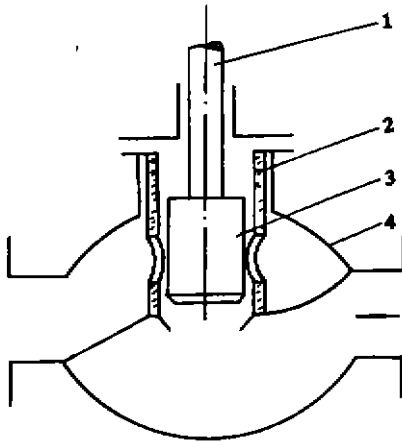


图7 套筒型调节阀

1. 阀杆 2. 套筒 3. 塞子 4. 阀体

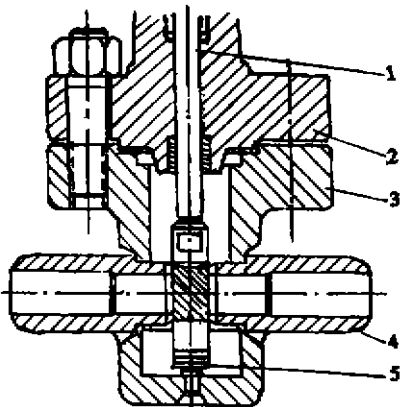


图8 闸门型减温调节阀

1. 阀杆 2. 阀盖 3. 阀体 4. 阀座 5. 阀瓣

在保证调节品质的前提下可节约能耗。按式(3)关系设计的流通面积随行程的分布,结合柱塞型、套筒型和闸门型阀的几何形状,得到了如图3(线2)、图4(线2)和图5(线2)等的阀瓣轮廓与流通面积分布,以此形成新阀瓣。新阀瓣与原阀的其他部件组成新型阀。它们使用于不同流程工艺过程,得到了新阀流量特性的预期设计目标。图9(线2)、图10(线2)和图11(b)等是它们各自的实际 $F(h)$ 。显然,新阀 $F(h)$ 的线性度十分优良,能充分满足控制系统的要求,如图5(线2)的锚形流通面积分布形式是合理

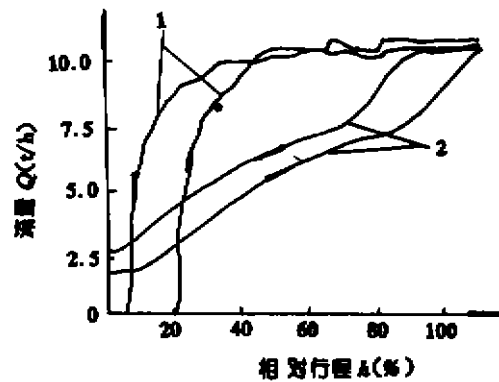


图9 新(线2)、旧(线1)柱塞型线性阀实测工作流量特性(由杭州半山电厂、台州电厂提供)

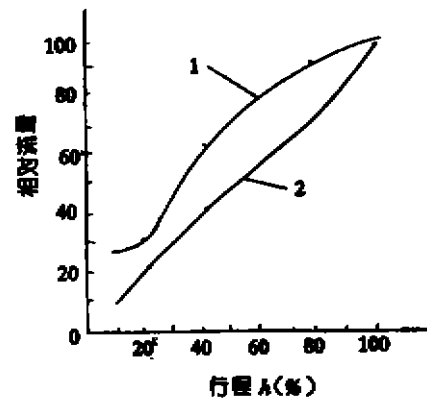


图10 新(线2)、旧(线1)套筒型线性调节阀实测工作流量特性(由南京炼油厂提供)

而科学的。在同一流程工艺过程中,阀新特性的使用提高了控制质量和生产效率,降低了能耗,并在减少振动和噪声方面也有较大改善。

### 5. 结论

调节阀新流量特性在过程控制系统中的使用经多年的不同过程工况的生产运行检验,达到了确保调节品质和节能的协调,这是阀流量特性新设计思想和其应用的成功。对于现有的一些调节阀,在保证其机械性能下改变传统流量特性具有很高的经济价值。阀新流量特性是以压降比 $\Delta P_R$ 为0.1作依据设计。按最优化方法它能在0.06~0.18满足控制系统最佳化时

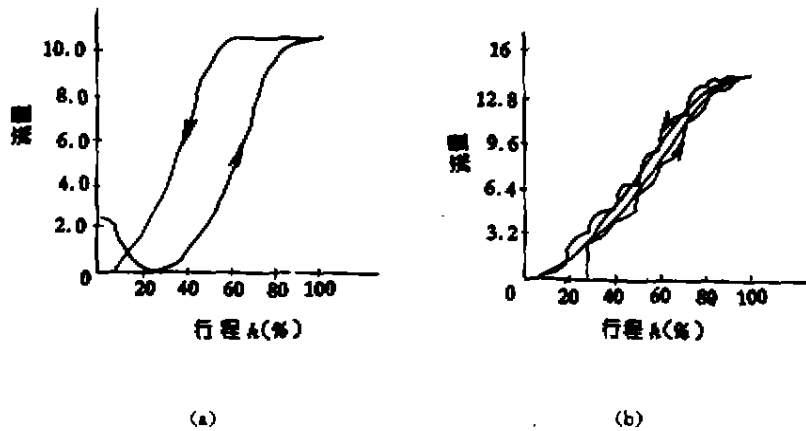


图 11 新、旧闸阀型调节阀实测工作流量特性  
(由镇海电厂提供)  
(a) 旧闸阀型阀 (b) 新闸阀型阀

对阀工作流量特性的要求。压降比  $\Delta P_R$  为 0.1 是过程可实现的值,而低于 0.1 的压降比很少为工程所实现,也没有必要。可见 0.1 的压降比是合适的值。调节阀新流量特性是在现行阀的基础上改进阀瓣部件实现的,投入少、收益高和易于实施,充分符合生产实际需要。

参 考 文 献

1. Bela G. Liptok, Control Valves in Optimized Systems, Ch. E, Sep, 1983, 104~110
2. G. A. Keith, Linear Installed Characteristic Simplify Control Valve Selection, Control Engineering, 1977(11) 48~50
3. 张玉润等. 低压降调节阀. 仪器仪表学报, 1986, 17(3), 240~243

⑤ 19-2) 蝶阀 阀体 轴向破裂 阀门  
短系列蝶阀阀体轴向破裂的分析 短系列  
成都蝶阀厂 邹声武 TH134

1. 概述

在安装短系列凸耳对夹式和对夹式蝶阀时,尤其是采用承插式焊接法兰(法兰内径大于管道通径),通常在阀体两端面加装橡胶垫或橡胶石棉垫来加大端部密封面,其结果是在压力试验时或使用中,阀体有轴向破裂现象发生。本文对两种安装状态下的阀体作了受力分析,提出对凸耳式蝶阀结构设计、压力试验及安装的注

式中  $F$  —— 蝶板受力  
 $P$  —— 蝶板受均布压力  
 $D$  —— 蝶板外径

在蝶阀端面加装橡胶垫或橡胶石棉垫时,可以认为阀门密封并阀体为不变形的刚性体,阀体圆周上受均布载荷  $q$

$$q = \frac{F}{\pi D_1}$$

式中  $D_1$  —— 法兰凸台中径

$$D_1 = \frac{DN + d}{2}$$

$DN$  —— 公称通径

$d$  —— 法兰凸台外径

均布载荷  $q$  对阀体轴向产生的弯矩  $M$  可用

$$F = \frac{\pi D^2}{4} P \quad (1)$$