

张玉润 祝和云 金建祥 著

周春晖 审

低 压 降 比

调 节 阀

与 节 能

化学工业出版社

(京)新登字 039 号

图书在版编目(CIP)数据

低压降比调节阀与节能/张玉润等著.

北京:化学工业出版社,1994

ISBN 7-5025-1361-2

I. 低…

II. 张…

III. 低压阀—调节阀—低压比—研究

IV. TH134

中国版本图书馆CIP数据核字(94)第 02595 号

责任编辑:刘 哲

封面设计:吴 叶

*

化学工业出版社出版发行

(北京市朝阳区惠新里 3 号)

京华印刷厂印刷

京华印刷厂装订

新华书店北京发行所经销

开本 787×1092 1/32 印张 5 1/4 字数 132 千字

1994 年 9 月第 1 版 1994 年 9 月北京第 1 次印刷

印数 1—1550 册

ISBN 7-5025-1361-2/TQ·49

定价 7.50 元

前 言

调节阀作为过程控制系统中的终端部件,是最常见的一种执行器。按过控制系统的要求,调节阀应该具有在低能量消耗的状态下工作而且能充分与系统匹配的工作特性。在研究了(传统)调节阀的特性和使用情况后发现,这两个要求是不能同时满足的,甚至是互相矛盾的。原因是老式调节阀特性的设计条件与它的工作状况不相一致。因此,为解决这一问题,著者提出了一种“在低能量消耗工况下工作,其工作特性完全与控制系统匹配”的新型调节阀,并称这种阀为低压降比调节阀,其英文名为 Control Valve with Low Pressure Drop Ratio,简记为 LPV。新阀的设计思路、结构、特性、运行条件与一些概念、结论都是不同于传统调节阀的,而且它与过程控制系统的关系甚为密切。为此特写本书与同行们研讨。

全书共分六章阐述有关内容。第一章从一般调节阀的主要概念说起,概述调节阀低压降比运行的意义和几种实施途径,阐明 LPV 阀的开发背景。第二章从控制系统对阀特性的要求以及阀的节流损耗与压降比的定量关系出发,针对常见过程控制系统中的对象静态特性,导出在压降比为 0.1 工作时的 LPV 应有的特性。用具有集中参数的电路模拟说明阀压降比的实质,并引用了热交换器的静态特性的例子,以利于读者对阀的“压降比”与具有负指数型静态增益对象特性的理解。第三章阐述阀流量系数与阀体各部分阻力、流通面积之间的基本关系,导出 LPV 的四种阀芯的计算公式,继而阐述 LPV 的特性函数式、各项性能指标与系列产品等。第四章论述 LPV 在使用时,若其运行工

况偏离它的特性设计与标定条件时,作阀的工作性能分析,并相继得出结论。第五章就 LPV 的使用原则、方法和效果等作一一介绍,给出理论的分析计算与实施结果,列举 LPV 在炼油、化工与发电系统应用的实例。第六章针对现有控制系统所使用调节阀产品的多样性、控制系统对象和目标的复杂性与不确定性,特别研制了一种用微处理器组成的调节阀智能补偿器,它能使阀在任意工作状态下满足控制系统的任意特性要求。智能补偿器是 LPV 及其相应技术的充实与发展。本章阐述了智能补偿器的设计思想、线路、可靠性分析与应用效果。

本书的特点是:

1. 基本内容是按照 LPV 的研究过程展开的,所讨论的问题是研究工作中在理论、实践上碰到的问题,并已经获得解决,在应用中证实这些结果是十分切合实际的。

2. 内容是围绕过程控制系统对阀的要求进行讨论的,始终如一地突出调节阀在使用中应既能保证系统调节品质的优良,增加生产效益,又同时具有低的节流损耗。这些内容不同于已有的许多有关调节阀的论著中侧重阀结构的讨论。

本书第一章由祝和云执笔,第六章中的智能补偿器由金建祥执笔。书中有关 LPV 的“根切”改善及套筒阀流通面积分布的数学描述由陈意秋完成。张玉润承担全书主笔与校核。

LPV 的研究与本书的编写过程,始终得到周春晖教授的悉心指导及支持与关怀,并承担了本书的审稿工作。LPV 的研究也得到机械部仪表司,以及兄弟单位,如四川仪表十一厂、南京炼油厂、上海炼油厂、高桥化工厂、胜利炼油厂、齐鲁设计院、杭州炼油厂与橡胶厂、龙山化工厂、北京有机化工厂、镇海发电厂、半山发电厂和台州发电厂等有关部门领导和技术人员的大力支持。书中的素材得到了任爱君、左兵、郑铁生、何尧基、王家铭、

马增炳、高孝楷、谢钟元、许金道、牛友之、李键、贡超、李江、丁汉平、徐炳根、朱自球、毛希源、章燮康、郑国耀、齐莹、王明玉、杨铭春、钱玉洪、邱孝庠、朱祥源、邵佛子、张信虎、许世回、孙德余、石越强、黄万立、胡生明、吴永存、翁宣文、沈炳荣、周逸舟、李建国和周慎学等的大力支持与帮助。

本书的书稿由柴莉玲打字。

在此，一并表示深切的谢意。

本书的写作限于水平与时间，如有不妥之处，望读者指教。

著者 1993 年 5 月 杭州

目 录

第一章 低压降比调节阀的开发背景和原理	1
第一节 调节阀基本结构	1
第二节 调节阀流量特性	2
第二章 低压降比调节阀流量特性设计	15
第一节 低压降比调节阀的设计目标	15
第二节 两类常见对象的静态特性	26
第三节 低压降比调节阀流量特性设计	33
第四节 低压降比调节阀两种特性的必要性	40
第三章 低压降比调节阀的制造与产品	42
第一节 调节阀节流与流体力学基本方程	42
第二节 调节阀流量特性与流量系数的关系	45
第三节 低压降比调节阀阀芯设计	46
第四节 低压降比调节阀产品	60
第五节 低压降比调节阀订货	72
第四章 低压降比调节阀运行性能的分析	75
第一节 低压降比调节阀在不同 ΔP_R 值下的运行特性	75
第二节 低压降比调节阀最佳 ΔP_R 值的最佳工作区计算	85
第三节 低压降比调节阀不在 ΔP_R 值为 0.06~0.18 范围内工作时 性能分析	88
第四节 低压降比调节阀在变压源下工作时特性分析	90
第五节 低压降比调节阀在控制可压缩性介质时的特性分析	91
第六节 低压降比调节阀的额定流量系数选择偏大时运行性能 分析	93
第七节 低压降比调节阀运行与气蚀和噪音的关系	98
第五章 低压降比调节阀的使用方法与效果	105

第一节	低压降比调节阀的使用原则	105
第二节	低压降比调节阀的使用	107
第三节	低压降比调节阀的性能检验与应用效果	131
第四节	使用低压降比调节阀的技术经济分析	143
第六章	调节阀工作特性畸变的补偿及智能补偿器	147
第一节	被控对象特性的复杂性	148
第二节	调节阀机械结构对其特性的约束	150
第三节	以往调节阀畸变特性补偿方法的局限性	150
第四节	调节阀畸变工作特性补偿原理与方法	154
第五节	调节阀智能补偿器	157
第六节	智能补偿器硬件设计	162
第七节	智能补偿器软件设计	165
第八节	智能补偿器可靠性预计	166
第九节	智能补偿器的应用与展望	170

第一章 低压降比调节阀的开发背景 and 原理

随着科技进步,生产过程越来越多地实现了自动化,用来控制流体流量的调节阀已遍及各个行业。由于调节阀是通过改变节流方式来控制流量的,所以它一方面既是一种有效的调节手段,另一方面又是一个会产生节流能耗的部件。从推算表明,按以往的设计规范,调节阀上的节流损失占该被控流体驱动动力的60%以上,这是一个很大的比重。为此,对于调节阀的设计目标,有必要由单一地追求满足“控制质量”,扩展到兼顾“控制质量”和“节能”这两个方面,由此导致发明了“低压降比调节阀”。

本章以柱塞型阀为例进行介绍,其基本原理也适用于如笼式阀、V型阀等其它阀类。

第一节 调节阀基本结构

图1-1表示了柱塞型调节阀的简图。控制器输出的电信号经电/气转换后成为气信号,送到调节阀的膜头上。膜头压力的增大使弹簧压缩,带动阀杆(及阀芯)下移。对图示的“气关阀”,阀芯下移后将使流量变小。习惯上,称风压信号改变后引起阀杆(及阀芯)位移的部件为阀的“执行机构”;称阀芯位移引起流量变化的部件为“阀体”。阀的

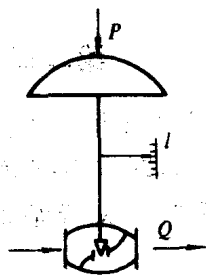


图 1-1

这两部分用方块图表示如图 1-2。

调节阀动态滞后主要是因气动管线和阀上膜头空间的气阻、气容引起的,即动态滞后主要在“执行机构”部分,而执行机构部分的静特性可看成是严格线性的。

阀体部分的动态滞后一般可略,而其静特性由于阀芯轮廓曲线的不同,在开启过程中引起的有效流通截面积的变化与开启行程之间可以是不同的非线性(见图 1-3),因而 Q (流量) $\sim l$ (行程)的关系往往是非线性的。调节阀所以有“线性阀”、“等百分比阀”、“快开阀”等等的差异,在结构上就是因阀芯轮廓曲线的差异引起的。调节阀的静态增益一般用 K'_v 表示。由于阀体的非线性,使调节阀在工作点转移时, K'_v 值是变化的。

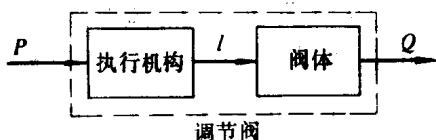


图 1-2

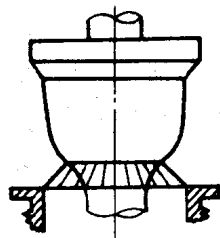


图 1-3

第二节 调节阀流量特性

调节阀在某个开度下的流量与全开流量之比 $Q/Q_{\max}$ 称“相对流量”;调节阀在某开度下的行程与全行程之比 h (即 l/L) 称“相对行程”。相对行程和相对流量间的关系称调节阀的流量特性,即:

$$\frac{Q}{Q_{\max}} = f(h) \quad (1-1)$$

实际上,除阀的行程会影响流量外,还有阀两侧压差 ΔP_v 、

阀的结构、流动介质的性质等因素。为了描述阀本身的特性和阀安装在具体工艺管线上时所呈现的特性,可采用两种流量特性: 阀的“固有流量特性”和阀的“安装流量特性”。

一、阀的固有流量特性

假定阀前后压差为 0.1MPa, 介质为水, 相对流量 $Q/Q_{\max}$ 与相对行程 h 的关系称阀的固有流量特性。因为这样的流量特性仅取决于阀本身(指阀芯轮廓曲线、流道及加工粗糙度等等)。调节阀厂提供的产品样本上展示的就是这种特性。它一般包括线性特性、等百分比特性、快开特性、抛物线特性等若干种。其特性曲线见图 1-4。相应的算式见表 1-1。

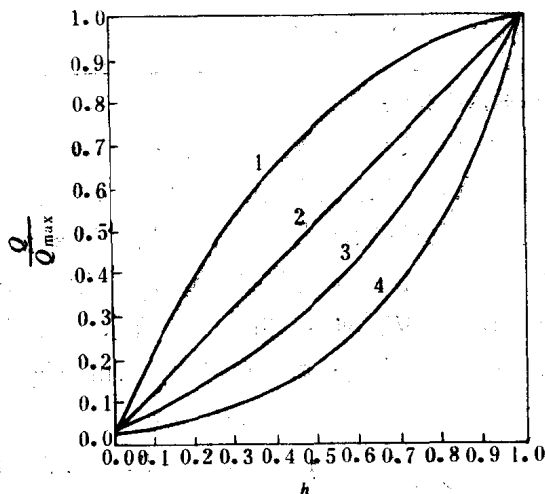


图 1-4

1—快开; 2—线性; 3—抛物线; 4—等百分比

表 1-1 中有一参数 R , 称“可调比”, 它等于可调节最大流量与最小流量之比, 即:

$$R = \frac{Q_{\max}}{Q_{\min}} \quad (1-2)$$

国产调节阀一般 $R=30$, 美国有 25、50 两种。

表 1-1

名 称	流 量 特 性	算 式
线 性	$\frac{d(Q/Q_{\max})}{dh} = C$	$\frac{Q}{Q_{\max}} = \frac{1}{R} [1 + (R-1)h]$
等百分比	$\frac{d(Q/Q_{\max})}{dh} = C(Q/Q_{\max})$	$\frac{Q}{Q_{\max}} = R^{h-1}$
快 开	$\frac{d(Q/Q_{\max})}{dh} = C(Q/Q_{\max})^{-1}$	$\frac{Q}{Q_{\max}} = \frac{1}{R} [1 + (R^2-1)h]^{\frac{1}{2}}$
抛 物 线	$\frac{d(Q/Q_{\max})}{dh} = C(Q/Q_{\max})^{\frac{1}{2}}$	$\frac{Q}{Q_{\max}} = \frac{1}{R} [1 + (\sqrt{R}-1)h]^2$

二、阀的安装流量特性

调节阀工作时被安装在工艺管线上, 往往在它前后串联(偶尔也会并联)一些“阻力”。从流体输送的角度, 调节阀是一个“可变阻力”(指具有可变流量系数的阻力), 而换热器和各种管件可看成“固定阻力”(指具有恒定流量系数的阻力)。流体是在一个恒定的系统压降 ΔP_S 下被驱动的, 如图 1-5 所示。当调节阀开大时, 流量增加, 固定阻力上的压降 ΔP_Z 会增大, 由于阀上压降 ΔP_V 为:

$$\Delta P_V = \Delta P_S - \Delta P_Z \quad (1-3)$$

所以会使 ΔP_V 减小。这就导致由于串联固定阻力, 使调节阀开度增大时阀的增益比原来下降, 阀的流量特性发生畸变(指偏离固有流量特性)。畸变的程

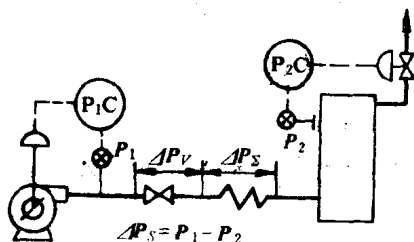


图 1-5

度与阀全开时的压力降 $\Delta P_{V_{\min}}$ 占系统总压降 ΔP_S 的比例有关。定义这个比例为 ΔP_R , 即:

$$\Delta P_R = \frac{\Delta P_{V_{\min}}}{\Delta P_S} \quad (1-4)$$

并称 ΔP_R 为系统中阀的压降比。畸变后的流量特性被称为阀的“安装流量特性”。理论推算表明, 阀的安装流量特性 $F(h)$ 、固有流量特性 $f(h)$ 以及 ΔP_R 三者关系为:

$$F(h) = f(h) \sqrt{\frac{1}{(1 - \Delta P_R) f^2(h) + \Delta P_R}} \quad (1-5)$$

由 (1-5) 式可知, 当 $\Delta P_R = 1$ 时, $F(h) = f(h)$; 当 $0 < \Delta P_R < 1$, $F(h) \neq f(h)$, 即阀特性畸变。在实际系统中, ΔP_R 总是小于“1”的。计算说明, ΔP_R 越小, $F(h)$ 越偏离 $f(h)$, 畸变越严重。线性阀和等百分比阀的安装流量特性见图 1-6。由图可见, 线性阀畸变后其特性向快开特性靠近, 等百分比阀畸变后的特性趋向 S 形。

需要指出, 控制系统方块图中调节阀环节处的静态增益 K'_V , 应是指阀安装流量特性 (而不是固有流量特性) 曲线上某个工作点的斜率。

另需说明的是, 调节阀在实际工作状态下的可调比 R' 也会随压降比 ΔP_R 的变化而改变, 其关系式为:

$$R' = R \sqrt{\Delta P_R} \quad (1-6)$$

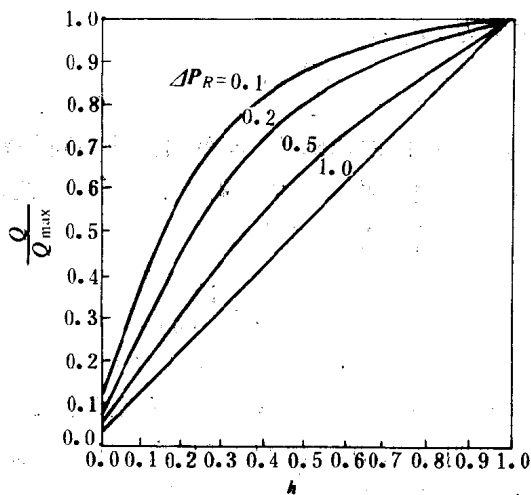
如 $R = 30$, $\Delta P_R = 0.1$, 则 $R' = 9.5$ 。

三、关于流量特性的选择

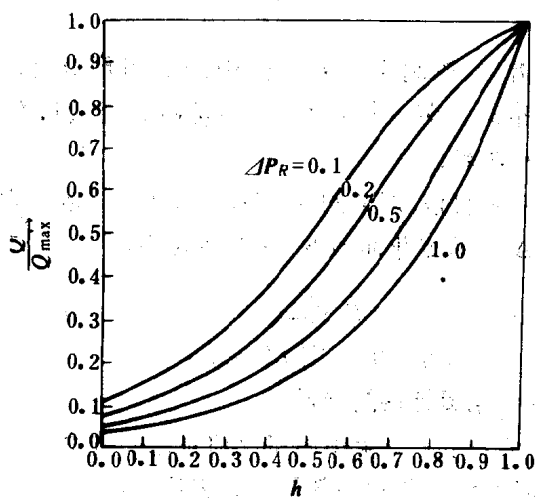
图 1-7 表示了一个单回路反馈系统的方块图。每个方块都是将它的静态增益和动态部分分开表达。环路的开环临界频率特性为:

$$K_L G(j\omega_c) = K_c G'_c(j\omega_c) \cdot K'_V G'_V(j\omega_c)$$

$$\cdot K_p G'_p(j\omega_c) \cdot K_m G'_m(j\omega_c) \quad (1-7)$$



(a) 线性阀



(b) 等百分比阀

图 1-6

式中, K_L 是环路的静态增益, ω_c 是环路临界频率。其中 K_C 、 K_P 、 K_m 分别是控制器的比例增益、被控对象的静态增益和传感器的静态增益。由控制原理

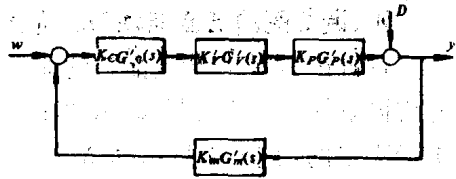


图 1-7

可知, 只要 $G(j\omega_c)$ 恒定, 环路的稳定性是不变的。但是一般对象存在非线性, 当工作点转移时对象特性(如 K_P)会发生变化, 由此引起 $G(j\omega_c)$ 的变化, 进而导致稳定性的变化, 这是很不希望的。为了维持闭环系统的稳定性, 可以通过适当选用调节阀的某种非线性特性, 以补偿对象的非线性。例如, 对随流量负荷增大 K_P 也会增大的工艺情况, 应选择在流量负荷增大时会使 K'_V 减小的调节阀流量特性。由图 1-6 可知, 压降比 ΔP_R 值小于 1 时的线性阀具有这种特性。若相反, 随流量负荷增大会引起 K_P 减小时, 则可选用等百分比的安装流量特性阀, 因为它具有随流量负荷增大而使 K'_V 值上升的特性。

由上可知, 调节阀流量特性选择的目的是通过非线性补偿, 维护闭环系统在不同生产工况下的稳定性。调节阀流量特性选择的过程是, 先求得对象特性(包括测量变送环节)随工况(如负荷)变化的情况, 进而得到要求补偿的阀的安装流量特性, 然后再按 ΔP_R 的大小, 选定阀的固有流量特性。以往可能是由于阀的安装流量特性会随不同使用场合变化, 不易处理, 所以在工程上往往要求选定大的 ΔP_R 值, 使阀的安装流量特性尽量接近固有流量特性; 这样即可按对象的非线性情况直接选定阀的固有流量特性。反映在自控设计规范中, 则明确规定选用的 ΔP_R 应大于 0.5~0.6, 由此必然导致所有调节阀都处在高压降比下运行, 带来巨大的节流能耗。

四、调节阀的节流能耗与压降比 ΔP_R 的关系

在讨论 ΔP_R 与节流能耗的关系时,必须首先弄清讨论问题的前提条件。因为流量 Q (这里主要指最大流量 $Q_{\max}$) 是由工艺生产决定的,它应该与选择 ΔP_R 值无关——可看成常数,而与阀串联的固定阻力也认为是与 ΔP_R 值无关的。

在上述前提下, ΔP_R 值的变化意味着调节阀流通能力的变化,较大的 ΔP_R 值即意味着采用较小流通能力的调节阀。

在较大的 ΔP_R 值下,选择一只较小口径的调节阀,虽然其它阻力不变,而总的阻力必然比较大。这时要得到同样的流量 $Q_{\max}$,则必须要有一个大的系统总压降。假若物流的推动力是由泵产生,就意味着必须选大一些功率的泵和电机,这样必然带来大的能耗。

例如,对图 1-5 所示的系统,设调节阀全开时 $\Delta P_{V\min} = \Delta P_{\Sigma\max} = 0.5 \text{ MPa}$ (这意味着 $\Delta P_R = 0.5$), $P_2 = 0.2 \text{ MPa}$ 。此时,总的节流压降 ($P_1 - P_2$) 为:

$$P_1 - P_2 = \Delta P_{V\min} + \Delta P_{\Sigma\max} = 1 \text{ MPa}$$

而

$$P_1 = \Delta P_{V\min} + \Delta P_{\Sigma\max} + P_2 = 1.2 \text{ MPa}$$

这表示选配的泵在满足 $Q_{\max}$ 时,泵的出口压头应 $\geq 1.2 \text{ MPa}$ 。 $\Delta P_{\Sigma\max}$ 表示阀全开流量最大时管路压降。

假定在维持相同的 $Q_{\max}$ 前提下,规定 $\Delta P_R = 0.1$ 。这时,因为固定阻力不变,所以 $\Delta P_{\Sigma\max}$ 依然为 0.5 MPa 。若 P_2 亦维持在原值 ($= 0.2 \text{ MPa}$),则由 (1-4) 式可得:

$$(1 - \Delta P_R)(P_1 - P_2) = \Delta P_{\Sigma\max}$$

所以

$$P_1 - P_2 = \frac{\Delta P_{\Sigma\max}}{1 - \Delta P_R} = \frac{0.5}{1 - 0.1} = 0.56 \text{ MPa}$$

$$P_1 = 0.76 \text{ MPa}$$

这表示在满足 $Q_{\max}$ 时选配的泵的压头应 $\geq 0.76 \text{ MPa}$ 。

在比较节流能耗中,往往采用流量与压降的乘积作指标。因为在 ΔP_R 改变的前后保持相同的流量,所以仅从节流压差即能比较两者能耗。由上面推导可见:

(1) 由于 ΔP_R 值由 0.5 降到 0.1, 节流压降从 1.0 MPa 降到 0.56 MPa, 说明节流能耗有显著下降。

(2) 在低 ΔP_R 值下可选用较低一点功率的泵和电机。

为了更一般地定量说明阀的节流能耗与 ΔP_R 关系可作如下推导。由 (1-4) 式可得:

$$\Delta P_{V\min} = \Delta P_R \cdot \Delta P_S \quad (1-8)$$

$$\text{因为} \quad \Delta P_S = \Delta P_{V\min} + \Delta P_{\Sigma\max} \quad (1-9)$$

$$\text{所以} \quad \Delta P_{V\min} = \frac{\Delta P_R}{1 - \Delta P_R} \cdot \Delta P_{\Sigma\max} \quad (1-10)$$

对一个确定的流体输送系统, $\Delta P_{\Sigma\max}$ 是一个定值, 所以由上式可见, ΔP_R 决定了阀的节流压降大小, 进而影响整个流体输送动力消耗。图 1-8 表示了 $\Delta P_{V\min}$ 与 ΔP_R 的关系。需说明的是, 图中纵座标作了无因次化处理, 它是 ΔP_R 为任意值时的 $\Delta P_{V\min}$ 除以 $\Delta P_R = 0.3$ 时的 $\Delta P_{V\min}$ 。由图可见, 随 ΔP_R 的增加, 阀上压降将成“指数型”急剧上升。

在实际生产过程中, 调节阀总是处于某个开度, 而并非全开。为了说明某个开度下调节阀上压降 ΔP_V 与 ΔP_R 的关系, 可作如下推导。

对于图 1-5 所示的流体输送系统, 可以推得:

$$\Delta P_V = \frac{\Delta P_S \cdot \Delta P_R}{(1 - \Delta P_R) \cdot f^2(h) + \Delta P_R} \quad (1-11)$$

由 (1-8) 式、(1-9) 式可推得:

$$\Delta P_s = \frac{\Delta P_{\Sigma \max}}{1 - \Delta P_R} \quad (1-12)$$

上式代入(1-11)式,可得:

$$\frac{\Delta P_V}{\Delta P_{\Sigma \max}} = \frac{\Delta P_R / (1 - \Delta P_R)}{(1 - \Delta P_R) \cdot f^2(h) + \Delta P_R} \quad (1-13)$$

已知调节阀固有流量特性 $f(h)$, 由上式可得到在某个 ΔP_R 值下的 $\frac{\Delta P_V}{\Delta P_{\Sigma \max}} \sim h$ 的关系, 对于线性阀和等百分比阀, 分别表示在图 1-9。

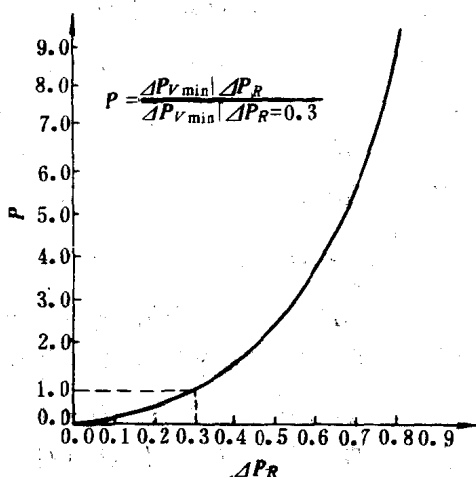


图 1-8

为了比较在正常工况下, 由于选用不同的 ΔP_R 而引起的节流损耗差异, 需重申相比较的前提: 在两种 ΔP_R 值下, 阀全开时最大流通量 $Q_{\max}$ 相等; 最大流通量下固定阻力上的压降 $\Delta P_{\Sigma \max}$ 相等; 正常工况下 (阀处于部分开度) 的流通量 Q 相

等。

要作这种比较需利用(1-5)式(或图 1-6)和(1-13)式(或图 1-9)。

例 假定调节阀固有特性为线性, 正常工况下的流量为最大流量的一半, 即 $Q = \frac{1}{2} Q_{\max}$, 要求比较 $\Delta P_R = 0.5$ 和 0.1 两种情况下的阀上压降。

当 $\Delta P_R = 0.5$ 时, 将已知条件代入(1-5)式, 可得: