

## 内 容 提 要

本书除对气动学的基本知识、气动仪表的基本元件与构成原理作一般阐述外, 主要介绍气动调节仪表中的气动单元组合式仪表(包括膜片式及波纹管式)的作用原理、结构和某些部分的调校, 对气动基地式调节器也予一定的阐述。气动执行器除介绍原理、结构外, 对执行器的选择、计算也较详细的加以叙述。

## 气 动 调 节 仪 表

《气动调节仪表》编写组

(原上海人民版)

上海科学技术出版社出版

(上海瑞金二路 450 号)

新华书店上海发行所发行 上海市印刷三厂印刷

开本 787×1092 1/16 印张 19 字数 421,000

1979年11月新1版 1979年11月第1次印刷

印数 1—15,000

书号: 15119·2040 定价: 1.80 元

## 前 言

工业自动化仪表正在日新月异地发展,在国民经济各部门日益得到了广泛应用,化工、炼油等工业生产中也正逐步实现生产过程自动化。为了能将目前已在化工、炼油生产中广泛采用的各种仪表更迅速地推广应用,提高生产的自动化水平,在1972年4月原燃化部召开的自控建设会议上决定,由现化工部自控中心站组织编写《气动调节仪表》。

本书可供化工、炼油生产部门从事仪表及自动化工作者阅读,同时也可作为大专院校化工、炼油自动化专业学生的参考用书。

《气动调节仪表》编写组执笔者为:浙江大学李海青,华东石油学院罗万象,北京化工学院翁维勤,上海化工学院陈彦萼,上海自动化仪表一厂徐三星。最后由陈彦萼、李海青校阅整理。

由于我们业务水平有限,书中可能还有不少缺点、错误,望广大读者批评指正。

《气动调节仪表》编写组

1979年2月

# 目 录

第一章 概 述	
一、自动调节系统各组成部分的任务 .....	1
二、气动仪表的特点和应用 .....	2
三、气动仪表的发展及分类 .....	3
四、对气动仪表的要求 .....	4
第二章 气动学的基本知识 与气动仪表的基本元件	
第一节 气动学的基本知识 .....	6
第二节 弹性元件 .....	10
第三节 气动阻容元件 .....	27
第四节 气动控制元件 .....	40
第五节 气动功率放大器 .....	47
第三章 气动仪表的构成原理	
第一节 概述 .....	58
第二节 气动变送器的构成原理分析 .....	59
第三节 气动调节器的构成原理分析 .....	63
第四章 气动单元组合式(QDZ)仪表	
第一节 概述 .....	84
第二节 变送单元 .....	86
一、气动差压变送器 .....	86
二、气动法兰式差压变送器 .....	105
三、气动压力变送器 .....	107
四、气动压力式温度变送器 .....	109
五、气动温度变送器 .....	111

第三节 调节单元 .....	124
一、膜片式比例积分(PI)调节器 .....	125
二、波纹管式比例、积分、微分(PID)调节器 .....	145
三、膜片式微分(PD)器 .....	160
四、配比调节器 .....	165
第四节 计算单元 .....	166
一、加减器 .....	167
二、乘除器 .....	174
第五节 显示单元 .....	182
一、三针记录调节仪 .....	182
二、色带指示仪 .....	203
第六节 其它单元及仪表气源装置 .....	207
一、给定单元 .....	207
二、辅助单元 .....	210
三、仪表气源装置 .....	219
第七节 气动偏差指示调节仪表 .....	222
第五章 气动基地式调节器	
第一节 位移平衡基地式调节器 .....	226
第二节 力平衡基地式调节器 .....	237
第六章 气动执行器	
第一节 气动执行器的特点及组成 .....	244
第二节 气动执行器的原理及应用 .....	246
第三节 气动执行器的选择和计算 .....	258
第四节 气动执行器的安装和调校 .....	289
第五节 气动阀门定位器 .....	293
附 录 气动薄膜调节阀的型号编制说明和基本参数 .....	298

# 第一章 概 述

生产过程自动化是现代生产技术发展的方向之一,而实现生产过程自动化,一定要有实现自动化的各种技术工具——各种类型的仪表。

仪表就所用能源来分,有气动仪表、电动仪表和液动仪表,但目前常用的为气动仪表和电动仪表两种。

本分册专门论述化工和炼油工业中常用的气动仪表,包括气动变送器、气动调节器、气动显示仪表等,也包括气动执行器。变送器和显示仪表用以检测和显示生产过程中各主要参数的变化;调节器则按一定的精确度将生产过程的主要参数保持在需要的范围之内或使参数按某种一定的规律变化;执行器则根据调节器输出的调节信号直接作用于调节对象,从而使生产过程在正常条件下进行。由这些气动仪表组成一个自动调节系统,如图 1-1 所示,并把这些气动仪表统称为气动调节仪表。

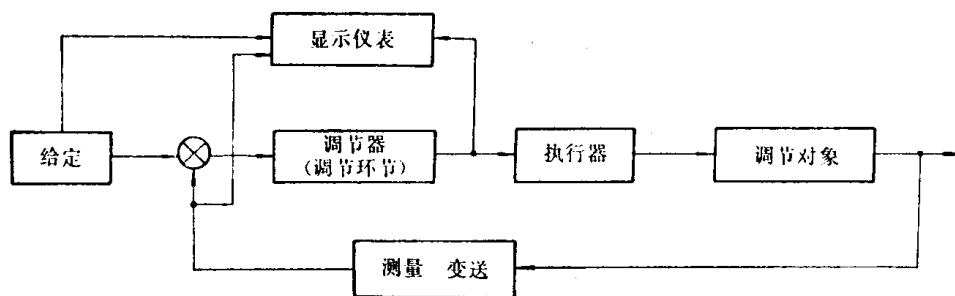


图 1-1 自动调节系统基本组成方块图

## 一、自动调节系统各组成部分的任务

### 1. 测量、变送部分

包括压力、液面、流量、温度、成分、物性等化工参数的测量装置和变送器。这些参数变化可以通过变送器转换为  $0.2\sim 1.0\text{ kgf/cm}^2$  的气压信号,或经测量装置转换为机械位移等信号,与相应的单元组合式仪表或基地式仪表配套使用。

### 2. 给定部分

给出系统被调参数所需要的给定值。这个给定值可以有下列几种情况:

(1) 给定值为一常数,在基地式调节器中通常用一个给定旋钮来调整,在单元组合式调节仪表中则利用一个定值器来调整。这种调节器即最常见的定值调节器,用于定值调节系统。

(2) 给定值为随某一时间规律改变的变数,通常由计时机构带动的特定凸轮装置来完成。这种调节器称时间程序调节器,用于程序控制系统。

(3) 给定值为随另一参数值而改变的变数。对应的调节器称参数程序调节器,用于随

动系统。

(4) 在近代综合自动化系统中, 给定机构往往是通过计算装置或计算机, 按某一规律对许多输入信号进行运算, 最后才确定出给定值, 用于采用计算装置或计算机的控制系统。

### 3. 调节环节

调节环节是调节仪表的中心环节, 在有些调节仪表中, 调节环节与测量、给定、显示各部分共装在一个壳体之内, 成为不可分隔的整体, 此即基地式调节器, 而在单元组合式调节仪表中, 测量、显示、调节等各部分均分别成为独立的单元, 所以调节环节就是独立的调节单元。

调节环节是具备各种调节规律的运算装置, 为了在不同对象的不同干扰输入情况下, 得到预期的较好的调节效果, 调节器必须具备各种调节规律。调节环节通常是利用带一个或几个并联校正(反馈)装置的放大器来实现调节规律的。

### 4. 显示仪表

用以指示、记录、积算被测参数或被调参数的测量值、给定值以及调节器的输出值(即阀位值)。在调节系统中往往成为调控中心, 可在表前进行给定、手控以及手动到自动的切换。

### 5. 执行器

在调节系统中根据调节器的输出信号, 改变本身的流通截面, 控制调节对象输入或输出的物料量或能量, 从而实现调节作用, 克服干扰影响, 使被调参数回到给定值。

## 二、气动仪表的特点和应用

气动仪表在工业自动化系统中得到了广泛的应用, 特别是在化工、炼油、冶金、煤炭、电站等生产过程中, 至今仍然是广泛采用的自动化技术工具。

气动仪表具有下列一些特点:

### 1. 结构简单、直观

可以用简单的装置实现复杂的调节规律; 便于使用、维护。

### 2. 工作比较可靠

气动喷嘴挡板及功率放大器结构简单牢固, 对温度、湿度、电磁场、放射线等环境影响的抗干扰性强。压缩空气气源发生故障时, 短时间内仪表仍可继续工作。就目前使用情况来看, 气动仪表平均无事故间隔较电动仪表要长。

### 3. 价格便宜

据有关资料介绍, 电动仪表的价格一般要比气动仪表贵些, 尽管电动仪表价格总趋势也在逐步下降, 但迄今为止, 即使包括气动管线在内的全部安装费用, 气动仪表仍比电动仪表价格低些。

### 4. 防爆、防火、耐腐蚀

以压缩空气作为能源的气动仪表具有天然防爆、防火的特性。仪表工作时经常有少量空气排出, 有利于对仪表本身的防腐防尘。

除了上述优点外, 气动仪表也存在一些问题。与电动仪表相比较, 气动仪表传送距离受

到限制,检测参数种类不够多,与计算机结合比较困难,精度、反应速度、记录的选点切换也比较差;也不如液动仪表动作平稳、功率大;特别是60年代以来,随着电子元件性能的提高、可靠性的增强和它的成本逐渐降低,电动仪表发展很快,使用面愈来愈广,但由于气动仪表本身的特点,它仍然不可能被取代。即使在电子计算机控制系统中,由于气动仪表突出的稳定性,在气→电转换器发展的基础上,仍可采用气动变送器和气动执行器。目前从国内外情况看,气动仪表仍被大量使用着,特别对于传送距离在100米以内,要求防爆、防火的局部自动化场合的中小型企业,气动仪表的应用更具广阔的发展前途。

### 三、气动仪表的发展及分类

气动仪表从1930年前后开始应用,到现在已有四十年的历史,1914年世界上就出现了具有喷嘴挡板及气动放大器的双位调节器,1930年前后形成气动调节器系列,但一直到第二次世界大战以后才在工业过程中广泛使用。

1950年以前,生产过程自动化发展的特点是要求个别系统的单参数调节,即要求应用一台仪表就能解决一个控制系统的全部问题,所以使用的几乎全是现场安装的大型指示记录调节仪,测量、记录与调节环节等采用不可分离的机械联接,并且都装在一个仪表箱壳内,称之为基地式仪表。由于个别系统的单参数调节所用仪表数量不多,因而比较集中的安装在被调对象附近的仪表板上也没有什么困难。

1950年以后,生产过程向综合自动化发展,对仪表的集中控制提出了要求,例如小型化、单元化、信号联系等问题促使空气信号压力的统一化、标准化(信号 $0.2\sim 1.0\text{kgf/cm}^2$ ,气源 $1.4\text{kgf/cm}^2$ )。采用统一的空气信号联络线,使变送器与调节器的分离和集中控制才成为可能,逐步发展为单元组合式仪表,同时仪表体积也小型化了。

近十年来,由于生产过程自动化程度的进一步提高,对仪表安装密度和集中监视又提出了更高的要求。1965年后又出现了可完全密接安装,外形进一步小型化(约为单元组合显示仪表之半),并采用偏差指示的纵形偏差指示调节仪。气动偏差指示调节仪由于符合小型化、高密度化、迅速监视等当前仪表发展的总趋势,因此近年来发展得相当迅速和普遍。

上述气动基地式仪表、气动单元组合式仪表以及气动偏差指示调节仪表虽然出现有先后,但因各具有自身特点和应用范围,故在目前工业生产过程中均有所应用。特别对于中小型企业,气动基地式仪表更得到极为广泛的应用。

气动仪表的分类:

#### 1. 按用途分

按被调参数和作用分为温度、流量、压力、液面变送器和调节器等。

#### 2. 按结构分

按结构分为基地式和单元组合式。

基地式特点在于仪表的所有部件之间以不可分离的机械结构相联接,装在一个箱壳之内,利用一台仪表就能解决一个简单自动化系统测量、记录、调节等全部问题。

单元组合式特点在于仪表由各种独立的、相互间采用统一化标准的空气信号联络线的

单元组合而成。根据不同的要求,可把单元以任意数量组成各种简单的或复杂的调节系统。

### 3. 按工作原理分

按工作原理分为位移平衡式和力平衡式。

位移平衡式特点在于代表测量值、给定值、偏差值和反馈值的各个参数都是位移量。位移平衡式仪表是通过一套机械传动机构相对位置的变化来控制喷嘴挡板的相对位置,从而控制输出压力的。当各位移量在相应的比较元件上进行比较并达到平衡时,仪表工作处于稳定状态。

由于这些位移是用机械机构传递的,因而带来机构复杂、易磨损、加工要求高和必须装在一起才能工作等问题,其精度和灵敏度也由于受到摩擦、阻力、惯性、间隙等机械传动装置精度所限而比较低。

力平衡式特点在于代表测量值、给定值、偏差值、反馈值的各个参数都是压缩空气压力转换成的力或力矩。力平衡式仪表是通过膜片组件(或杠杆系统)受力不平衡,克服本身刚度的弹性反力,产生变形位移而控制喷嘴挡板相对位置变化,从而控制输出压力的。当各力(或力矩)在比较元件上进行比较并达到平衡时,仪表工作处于稳定状态。

力平衡式仪表的喷嘴挡板位移量很小,可忽略不计。且无机械传动摩擦、阻力、惯性等影响,其精度及灵敏度均较高,同时也带来结构简单紧凑、具有互换性、加工要求可相对放宽等优点。

## 四、对气动仪表的要求

对气动仪表一般有几个要求。

### 1. 应有足够的准确度

无论变送器、调节器、二次仪表或是仪表整机都必须具有足够的准确度,准确度通常用精度级数表示。目前国产气动仪表一般基本误差为1%,即1级表。

### 2. 要保证调节规律具有广泛的应用范围

工业用调节器的各种调节规律是由比例、积分、微分三种调节作用的不同组合而构成的。相应的三个整定参数为比例度 $\delta$ 、积分时间 $T_i$ 、微分时间 $T_d$ 。

要求 $\delta$ 、 $T_i$ 、 $T_d$ 能在较广的范围内变化;且整定时的相互干扰影响越小越好。

目前国产气动仪表的参数变化范围为: $\delta=5\sim 500\%$ 、 $T_i=3\text{秒}\sim 20\text{分}$ (全关时大于100分)、 $T_d=0.6\text{秒}\sim 10\text{分}$ 。

### 3. 仪表本身的时间常数应该尽量小

仪表本身的时间常数 $T$ 小,则反应灵敏、特性畸变小。目前气动仪表的时间常数 $T$ 可达0.1秒。

为了获得较小的时间常数 $T$ ,要求气动仪表的元件体积小、重量轻,气容容积也应尽量小。

### 4. 要求气动仪表有稳定的工作特性

为了保证气动仪表连续使用一段时间后,不会由于工作特性变化,致使误差增加、精度

级数下降, 必须要求仪表各元件具有足够稳定的性能。

#### 5. 要求仪表对空气不敏感

气动仪表应以清洁、干燥的压缩空气为能源。但是气动仪表从结构上仍然必须考虑各元件内部应尽量避免死角结构, 以防存下尘垢而发生堵塞, 这样就可保证在压缩空气质量不完全理想的条件下仍能顺利地进行工作。

#### 6. 仪表的结构应该便于调整、维护和检修

例如采用 PID 表前整定(参数整定旋钮在仪表面板上), 以便于参数调整; 内部结构的单元组合化, 以便于分别单独校验、维护; 采用标准化通用化的部件, 以便于检修时备品、备件、配件更换容易。



## 第二章 气动学的基本知识与气动仪表的基本元件

气动仪表是由一些节流元件(气阻、气容环节)、弹性元件(金属与非金属膜片、波纹管、膜盒、弹簧)以及机械构件所组成。因此,研究气动仪表,必须首先了解这些基本元件的结构及特性。

在气动仪表中,采用空气作为工作介质。

压缩空气通过气动仪表中的节流元件、弹性元件以及机械构件时,将伴随着出现空气的热力学过程和动力学过程。因此,有关空气的一些基本性质和定律是研究气动仪表必不可少的基本知识。

可以说,压缩空气对节流元件、弹性元件以及机械构件的作用就构成整个气动仪表的工作过程。所以下面首先介绍气动学的一些基本知识以及气动仪表基本元件与环节的特性。

### 第一节 气动学的基本知识

在气动仪表中,压缩空气通过节流元件、弹性元件和机械构件,涉及空气动力学与热力学。因此,这里简要地介绍研究气动仪表所必须的有关空气热力学和动力学的一般基本知识。

#### 一、空气的热力学过程

理想气体的重量与其体积、压力以及温度之间的关系可用状态方程式表示:

$$pV = GRT \quad (2-1)$$

式中:  $p$ ——气体的压力;

$V$ ——气体的体积;

$G$ ——气体的重量;

$R$ ——气体常数;

$T$ ——气体的绝对温度, °K ( $T = 273 + t^{\circ}\text{C}$ )。

常温常压下空气的性质很接近于理想气体,所以上述方程式是适用的。气体常数  $R$  的数值与式中  $p$ 、 $V$ 、 $G$  及  $T$  所采用的单位有关。如果  $p$  用  $\text{kgf}/\text{m}^2$ ,  $V$  用  $\text{m}^3$ ,  $G$  用  $\text{kgf}$ ,  $T$  用 °K 来表示,则  $R = 29.27 \text{ kgf} \cdot \text{m} / \text{kgf} \cdot ^{\circ}\text{K}$ 。

对于 1kg 气体,式(2-1)可写成:

$$pv = RT \quad (2-2)$$

式中:  $v$  为 1kg 气体占有的体积,又称为比容。其单位是  $\text{m}^3/\text{kg}$ 。

气体(空气)的热力学过程可分为下列五种:

### 1. 等容过程

在该过程中气体的容积不变, 此时式(2-2)变成:

$$\frac{p}{T} = \text{常数} \quad (2-3)$$

### 2. 等压过程

在该过程中气体的压力不变, 此时(2-2)式变成:

$$\frac{T}{v} = \text{常数} \quad (2-4)$$

或写成

$$T\gamma = \text{常数} \quad (2-5)$$

式中:  $\gamma$  为气体的重度, 即单位体积气体的重量, 它的单位是  $\text{kgf}/\text{m}^3$ 。 $\gamma$  与  $v$  互为倒数。

### 3. 等温过程

在该过程中气体的温度不变, 此时式(2-2)变成:

$$pv = \text{常数} \quad (2-6)$$

或

$$\frac{p}{\gamma} = \text{常数} \quad (2-7)$$

### 4. 绝热过程

在该过程中气体与外界没有热量交换。从式(2-2)与热力学第一定律可推导出绝热过程的状态方程式:

$$\frac{p}{\gamma^K} = \text{常数} \quad (2-8)$$

式中:  $K$  称为绝热指数,  $K = C_p/C_v$ 。 $C_p$  为定压比热,  $C_v$  为定容比热。对理想气体而言, 比热的大小仅与气体的性质有关。但实际气体的比热还与温度及压力有关。空气温度在  $0^\circ\text{C}$ 、压力为  $1 \text{ kgf}/\text{cm}^2$  时的定压比热  $C_p = 0.241 \text{ kcal}/\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}$ , 定容比热  $C_v = 0.172 \text{ kcal}/\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}$ 。因此, 在常温常压下, 空气的绝热过程可近似地表示为:

$$\frac{p}{\gamma^{1.4}} = \text{常数}$$

### 5. 多变过程

在该过程中气体与外界发生热量交换, 而且温度也有变化。此时状态方程式表示为:

$$\frac{p}{\gamma^n} = \text{常数} \quad (2-9)$$

或写成:

$$T\gamma^{1-n} = \text{常数} \quad (2-10)$$

$n$  称为多变指数。可以把多变过程看成是介于绝热过程与等温过程之间的过程。 $K > n > 1$ 。

## 二、空气在节流元件中的流动

在气动仪表中, 应用着大量的各种结构型式的节流元件。由于空气流过节流元件时有层流和紊流两种流动状态(层流是流体进行层次分明的有秩序的流动, 紊流是不分层次, 极

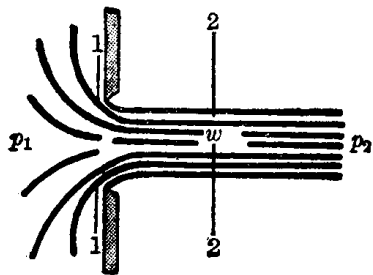


图 2-1 空气经薄壁小孔流动状态

度紊乱的流动),因而节流元件也分层流型线性节流元件和紊流型非线性节流元件两种。在研究气动仪表时,必须注意在节流元件中流动空气的流量与压力降以及节流元件结构之间的关系,这里将讨论有关的一般规律。

先讨论空气经薄壁小孔流出的情况。如图 2-1 所示,当空气从一容器上的薄壁小孔稳定地流出(即任一截面的流量、压力和温度等参数都不随时间而变化)时,任一截面的能量总和按伯努利方程的微分形式可表示为:

$$d\left(\frac{w^2}{2}\right) + \frac{g}{\gamma} dp + g \cdot dZ = 0 \quad (2-11)$$

将(2-11)式积分可得:

$$H = \frac{w^2}{2g} + \int^p \frac{dp}{\gamma} + Z$$

$H$  为积分常数,是运动流体所产生的全压头,可看成  $1 \text{ kgf}$  流体的机械能(总能量),它等于速度头  $\frac{w^2}{2g}$ 、静压头  $\int^p \frac{dp}{\gamma}$  及几何压头(或称位头)  $Z$  之和。因之,对截面 1-1 与 2-2(图 2-1)可写成:

$$H_1 = \frac{w_1^2}{2g} + \int^{p_1} \frac{dp}{\gamma} + Z_1$$

$$H_2 = \frac{w_2^2}{2g} + \int^{p_2} \frac{dp}{\gamma} + Z_2$$

两式相减,得:

$$H_1 - H_2 = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} + \int_{p_2}^{p_1} \frac{dp}{\gamma} + (Z_1 - Z_2) \quad (2-12)$$

如果空气流动时没有摩擦力,则两个截面上的总能量应保持不变,即  $H_1 - H_2 = 0$ 。但空气流动时是有摩擦力的,因此流动过程中有摩擦损失,故  $H_1 - H_2 > 0$ 。摩擦损失一般与动能成正比,即

$$\Delta H = \zeta \frac{w_2^2}{2g} \quad (2-13)$$

式中:  $\Delta H$  为摩擦阻力损失,  $\zeta$  称为阻力系数,其数值与节流元件的结构及流体的流动状态有关,一般用实验方法求得。

根据能量守恒定律,有:

$$H_1 - H_2 = \Delta H$$

于是:

$$\zeta \frac{w_2^2}{2g} = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} + \int_{p_2}^{p_1} \frac{dp}{\gamma} + (Z_1 - Z_2) \quad (2-14)$$

在节流元件中,以空气为介质、密度较小的情况下,  $(Z_1 - Z_2)$  之值相对于其它各项而言是很小的,可以略而不计。再考虑到  $w_2 \gg w_1$ , 式(2-14)可化成:

$$w_2 = \frac{1}{\sqrt{1+\zeta}} \sqrt{2g \int_{p_2}^{p_1} \frac{dp}{\gamma}} \quad (2-15)$$

令  $\varphi = \frac{1}{\sqrt{1+\zeta}}$ , 称为速度系数。则

$$w_2 = \varphi \sqrt{2g \int_{p_2}^{p_1} \frac{dp}{\gamma}} \quad (2-16)$$

在气动装置中节流元件较短、空气流动速度较大的情况下, 流动可认为是绝热的。由式(2-8)可得:

$$\frac{p}{\gamma^K} = \frac{p_1}{\gamma_1^K}$$

$$\gamma = \frac{\gamma_1}{p_1^{\frac{1}{K}}} \cdot p^{\frac{1}{K}}$$

将所得  $\gamma$  及式(2-2)代入式(2-16), 并积分, 得:

$$w_2 = \varphi \sqrt{\frac{2gRT_1K}{K-1} \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{K-1}{K}} \right]} \quad (2-17)$$

在截面 2-2 上的空气流量:

$$G = A_2 \cdot w_2 \cdot \gamma_2 \quad (2-18)$$

式中  $A_2$  为截面 2-2 上的气流截面面积。此处空气重度与周围介质的空气重度相等。

又

$$\gamma_2 = \frac{\gamma_1}{p_1^{\frac{1}{K}}} \cdot p_2^{\frac{1}{K}}$$

将  $\gamma_2$  及式(2-17)中的  $w_2$  代入式(2-18), 得

$$G = \varphi \cdot A_2 \cdot p_1 \sqrt{\frac{2g}{RT_1} \cdot \frac{K}{K-1} \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{K}} - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{K+1}{K}} \right]} \quad (2-19)$$

一般由于气流收缩惯性,  $A_2$  比小孔截面积  $A$  要小些。  $\frac{A_2}{A}$  称为气流的收缩系数, 即  $\mu = \frac{A_2}{A}$ 。令  $\alpha = \mu \cdot \varphi$ , 则

$$G = \alpha \cdot A \cdot p_1 \sqrt{\frac{2g}{RT_1} \cdot \frac{K}{K-1} \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{K}} - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{K+1}{K}} \right]} \quad (2-20)$$

$\alpha$  称流量系数。上式即为空气经小孔节流元件流动时,  $G$  与  $p_1$ 、 $p_2$  和  $A$  之间的关系。

流量系数  $\alpha$  是一个与流体流动状态、节流元件几何特征等有关的系数, 一般以实验方法求得。

由(2-20)式作出的  $G$  与  $\frac{p_2}{p_1}$  之间的函数关系曲线如图 2-2 所示, 曲线的顶点称为临界点。令  $\frac{p_2}{p_1} = \beta$ , 取式(2-20)对  $\beta$  的微分, 并令导数  $\frac{dG}{d\beta}$  等于零, 则在临界点的

$$\beta_{\text{临界}} = \left( \frac{2}{K+1} \right)^{\frac{K}{K-1}}$$

空气的  $K=1.4$ , 故其临界比  $\beta_{\text{临界}}=0.528$ 。

$\beta > 0.528$  的范围称为亚临界流动工况。在该范围内, 由式(2-20)得出的计算结果与实验结果是符合的。当  $\beta=0.528$  时, 小孔截面上的速度与声速相等。如果进一步减小  $\beta$ , 喷嘴截面上所形成的声速就使外来的扰动不能进入容器, 因而流速将不受压力变化的影响而

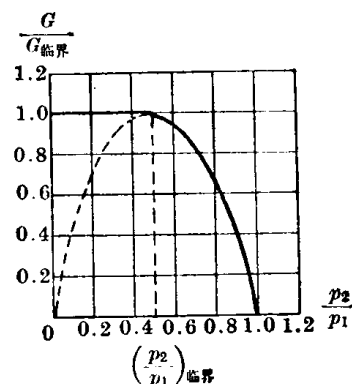


图 2-2 流量和压力比的关系曲线

保持不变。这个  $\beta \leq 0.528$  的范围称为超临界流动工况。这时式 (2-20) 显然不能适用而采用下式, 下式 (式 2-21) 是将  $\frac{p_2}{p_1} = \beta_{\text{临界}}$  代入式 (2-20) 而得到的:

$$G_{\text{临界}} = \alpha \cdot A \cdot p_1 \sqrt{\frac{2g}{RT_1} \cdot \frac{K}{K+1} \cdot \left(\frac{2}{K+1}\right)^{\frac{1}{K-1}}} \quad (2-21)$$

公式 (2-20) 和 (2-21) 都很复杂, 为了简化计算, 通常把空气流经小孔的过程看成等容过程, 并取小孔后的空气重度代入, 由式 (2-16) 和 (2-18) 可推导出简化公式:

$$G = \alpha \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2g}{RT_2} p_2 (p_1 - p_2)} = \alpha \cdot A \cdot p_1 \cdot \sqrt{\frac{2g}{RT_2} \cdot \frac{p_2}{p_1} \left(1 - \frac{p_2}{p_1}\right)} \quad (2-22)$$

此时,  $G$  与  $\beta = \frac{p_2}{p_1}$  的关系仍为一曲线, 在其顶点的  $\beta_{\text{临界}} = 0.5$ 。当  $\beta > 0.5$  时式 (2-22) 是适用的, 当  $\beta \leq 0.5$  时, 即在超临界流动工况下, 可将  $\beta = 0.5$  代入式 (2-22) 而得下式:

$$G = \alpha \cdot A \cdot p_1 \sqrt{\frac{g}{2RT_2}} \quad (2-23)$$

按式 (2-22) 与 (2-23) 计算所得结果是有偏差的, 在超临界流动工况下偏差最大。对于空气, 这个最大偏差的值为 3.4%。

以上讨论的内容都是紊流流动 (即雷诺数  $R_e > 2300$ ) 的情况, 空气流经节流元件时的流量与压力降的关系为非线性关系。下面再对层流流动 (即雷诺数  $R_e < 2300$ ) 的情况进行讨论, 常见的是空气流过毛细管的情况。

当空气流过直径为  $d$ 、长度为  $l$  的毛细管时, 在毛细管两端产生的压力降与空气流量  $G$  之间的关系为:

$$G = \frac{\pi}{128} \cdot \frac{d^4}{\eta \cdot l} (p_1 - p_2) \gamma \quad (2-24)$$

式中:  $p_1$  与  $p_2$  分别为毛细管前与毛细管后空气的压力;

$\eta$  为空气的动力粘度, 它与温度有关, 其关系式如下:

$$\eta = 1.745 \times 10^{-6} + 5.03 \times 10^{-9} t^{\circ}\text{C} \quad \text{kgf} \cdot \text{sec} / \text{m}^2$$

式 (2-24) 的推导过程中有一个前提, 就是认为空气是不可压缩的, 即在流经毛细管时空气的重度  $\gamma$  是不变的。为了满足这个前提, 应当采用比流动介质压力小得多的工作压力降。例如, 当流动介质压力为 1 个大气压时, 工作压力降 ( $p_1 - p_2$ ) 应采用 100mm-H<sub>2</sub>O 左右, 这时  $\gamma$  的相对变化是很小的, 约为 1%, 可以用  $\gamma = \frac{p_2}{RT_2}$  代入式 (2-24) 进行计算。

对于其它结构较复杂的节流气阻, 往往在一定范围内将其流量与压力降的关系作为线性关系处理, 即:

$$G = k(p_1 - p_2)$$

比例系数  $k$  通常用实验方法测定之。

## 第二节 弹性元件

弹性元件是气动仪表的重要元件。经常采用的弹性元件有: 非金属膜片、金属膜盒、波纹管、弹簧管及弹簧等。这些不同形状、结构和材质的弹性元件用来作为感测元件, 转换元件, 将气体的压力或差压信号转换成位移或力。

## 一、弹性元件的基本特性

弹性元件具有下面一些基本特性:

### (一) 弹性特性

弹性元件的变形(线位移或角位移)和作用力之间的关系,称为弹性特性。

弹性元件在其轴向受到外力作用时,就会产生拉伸或压缩变形位移,即

$$F = C \cdot S$$

式中:  $F$ ——轴向外力;

$S$ ——位移;

$C$ ——比例系数,称弹性元件的刚度系数,简称刚度。

刚度  $C$  是衡量弹性元件弹性特性的重要参数,其数值取决于弹性元件的材料和结构;其物理意义系表示弹性元件变形单位长度(或转角等)所需加的外力大小。刚度与弹性元件的灵敏度成反比,如刚度大,则对应同样的外力所产生的变形位移就小,即灵敏度低。

弹性元件的弹性特性曲线如图 2-3 所示。如果刚度  $C$  为常数,则弹性特性如直线 1,为理想的线性特性;但弹性元件在整个变形位移过程中,刚度  $C$  如果是变化的,则实际弹性特性呈现如曲线 2 非线性特性。弹性元件的非线性程度可用  $\eta$  表示:

$$\eta = \frac{\Delta_{\max}}{S_{\max}} 100\%$$

式中:  $\Delta_{\max}$ ——实际特性与理想线性特性之间位移的最大偏差值;

$S_{\max}$ ——最大位移值。

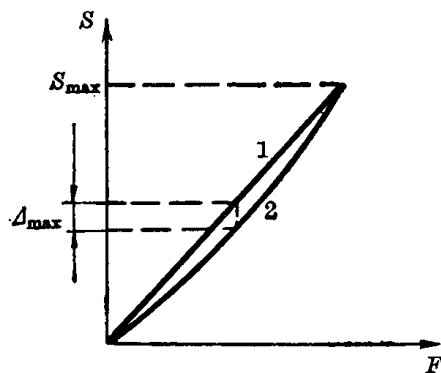


图 2-3 弹性元件的弹性特性曲线

### (二) 弹性滞后与弹性后效

弹性元件在弹性变形范围内,逐渐加力时的特性曲线和逐渐减力时的特性曲线不重合的现象(图 2-4),称为弹性元件的弹性滞后。对于作为感测元件的弹性元件,这种弹性滞后将使仪表指示值产生正、反行程之间的变差。为了定量估计弹性滞后的大小,引入滞环的概念。所谓滞环就是指弹性元件在弹性滞后影响下,其正、反行程位移的最大变差与最大位移值的比值的百分数,即

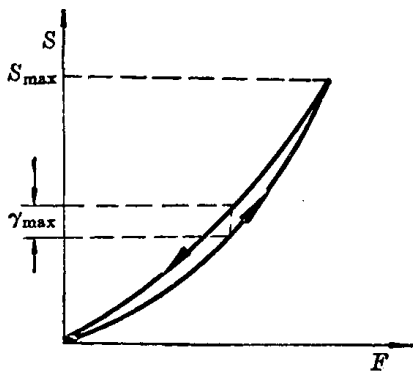


图 2-4 弹性元件的弹性滞后特性

$$\text{滞环} = \frac{\gamma_{\max}}{S_{\max}} 100\%$$

式中:  $\gamma_{\max}$ ——最大变差值

$S_{\max}$ ——最大位移值

一般弹性元件的滞环在 0.2~1.5% 的范围内。

弹性元件在弹性变形范围内,当载荷瞬时改变(加力或减力)时,弹性元件并不立刻产生相应的变形,而是经过一定的时间之后,才达到与载荷相对应的变形(图 2-5),称为弹性元件的弹性后效。

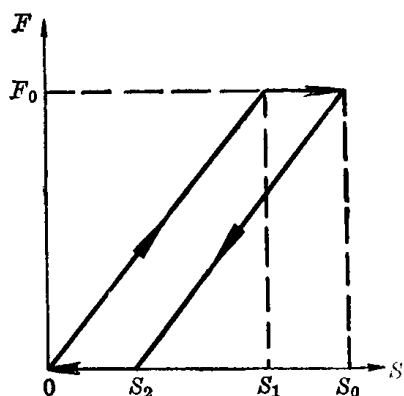


图 2-5 弹性元件的弹性后效特性。

当载荷在瞬间达到  $F_0$  时,弹性元件的变形位移先达到  $S_1$ ,然后在载荷不变的情况下,经过一段时间后才逐渐变到与载荷  $F_0$  相对应的全部变形位移  $S_0$ ,反之当载荷在瞬间去掉后,其变形位移也不立刻恢复到零,而是先恢复到  $S_2$ ,然后才逐渐回到零。这种后效变形不同于材料失掉弹性性质时的残余变形,对于不同的弹性元件,其后效变形的时间有所不同,可以由几分钟变化到几小时甚至几昼夜。

产生弹性滞后与弹性后效的原因很多,主要是与材料的金属结构和化学成分有关,对于同样的材料,所受的应力大则滞后和后效大,材料的弹性极限大则滞后和后效小。

弹性滞后与弹性后效是弹性元件的缺点,使仪表工作不稳定,并使特性呈现非线性,必须通过适当的选择材料和热处理加工的方法来尽量使之减小。

### (三)有效面积

对于密封气室中承受压力的弹性元件(以膜片为例),如图 2-6 所示,由于其圆周边缘夹持在壳体中,故当受力运动时,必然受到圆周支座的拉力  $T$  的作用(亦即膜片受到张力的作用)。显然,此膜片张力大小与膜片弯曲程度(膜片位移大小)有关。这个膜片张力抵消膜片承压面产生的轴向作用力,它使膜片在轴向所传送的实际作用力——通常又称之为输出力小于压力与承受压力面积的乘积。

当膜片位移增加(膜片弯曲程度加大、膜片张力增加),膜片的输出力就减小。上述物理过程,通常以膜片在变形位移过程中有效面积变化的概念来描述,亦即膜片输出力的变化用有效面积变化的概念来表示

根据上述分析可知:弹性元件输出力与承受压力之比值就是弹性元件的有效面积。弹

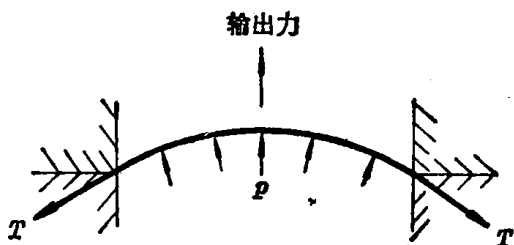


图 2-6

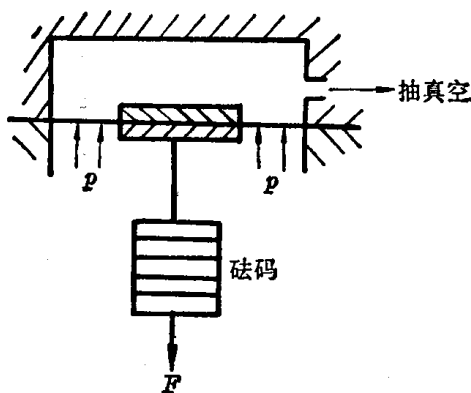


图 2-7

性元件的有效面积也就是依据此原理来进行测试的。

有效面积是弹性元件的主要技术特性之一,具体确定方法是:使弹性元件置于密封承受压力的条件下(图 2-7),对其施加砝码重力  $F$ ,当重力  $F$  与压力  $p$  作用在弹性元件上转化成的力相平衡时,重力  $F$  与压力  $p$  的比值,即为有效面积:

$$A_e = \frac{F}{p}$$

式中:  $A_e$ ——弹性元件有效面积;

$F$ ——重力;

$p$ ——压力。

弹性元件在受力产生变形过程中,有效面积  $A_e$  是随位移而改变的变数,它使压力和位移特性呈现非线性。各种弹性元件有效面积的计算将在后面分别讨论。

气动调节仪表中广泛应用弹性元件作为测量元件,测量原则则基于弹性元件的弹性特性,即弹性元件在弹性变形范围内受到力的作用时将产生变形(位移或转角),按照变形大小,便可确定被测力或压力的数值大小。

在仪表中对弹性元件的基本要求是:

- ① 最大工作变形不得超过允许值(一般为弹性变形范围的 1/2);
- ② 温度误差(由于材料性质随外界温度变化引起的误差)应小到可忽略不计的程度;
- ③ 弹性元件的输出功率应当足够推动仪表的传动机构。

## 二、非金属膜片

在气动仪表中,非金属膜片起“压力——力”转换作用和力平衡作用,是用以把压力变成位移或力信号最关键的弹性元件之一。

对膜片的性能要求是: ① 温度敏感性小,在  $-10\sim 60^\circ\text{C}$  范围内能正常工作。② 线性好,滞环小。③ 膜片的夹层材料和涂层厚度都均匀,表面光洁,不透气,具有能承受  $1.5\text{ kgf/cm}^2$  (表压)以上的机械强度,耐油耐腐蚀性好。

目前在国产 QDZ 仪表的调节、计算、给定等单元中,广泛使用的是在卡普隆(聚己内酰胺)夹层上涂以丁腈橡胶,经过加压、硫化、成形和老化处理而制成的非金属膜片,其厚度约为  $0.25\sim 0.4\text{ mm}$ ,尺寸为  $70\times 70\text{ mm}$  (或  $50\times 50\text{ mm}$ ),可以承受  $2\text{ kgf/cm}^2$  以上的压力,能在  $-20\sim +180^\circ\text{C}$  范围内正常工作(实际应用小于此范围)。在差压变送器中常采用的是聚四氟乙烯塑料制成的膜片,其尺寸为  $\phi 74.6$  (内径  $\phi 44.4$ ) mm 和  $\phi 43.25$  (内径  $\phi 24$ ) mm 两种,膜片耐腐蚀性能很强,机械强度较高(单膜片结构可耐  $100\sim 160\text{ kgf/cm}^2$  的静压,充液双膜片结构可耐  $320\sim 400\text{ kgf/cm}^2$  的高静压),并且使用温度也较宽( $-180\sim +260^\circ\text{C}$ ) (实际应用亦小于此范围),其缺点是氟塑料线膨胀系数较大,致使膜片热稳定性能较差,因此温度附加误差较大。

如图 2-8 所示,非金属膜片 1 有平膜片及波纹膜片两种,使用时与硬芯 2 壳体 3 装在一起形成环室,现讨论一下它们的特性。



### (一) 膜片的压力——力特性

在膜片的一侧加一个压力  $p$  时, 膜片便产生位移  $S$ , 如果在膜片的另一侧加一推力阻止膜片产生位移, 则作用在膜片上的压力便可转换成推力  $F$  (图 2-8), 平衡时:

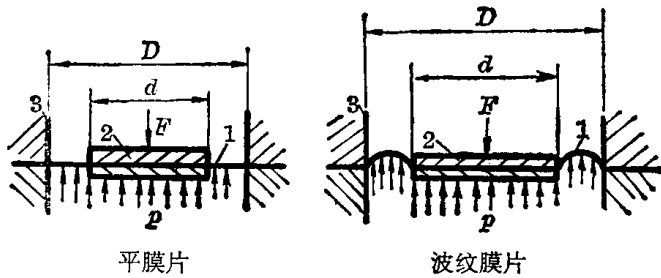


图 2-8 非金属膜片示意图

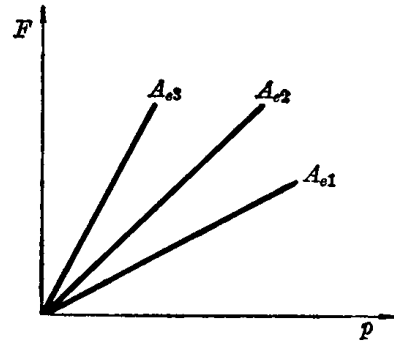


图 2-9 膜片的压力——力特性

$$F = p \cdot A_e$$

式中:  $F$ ——推力;

$p$ ——压力;

$A_e$ ——膜片的有效面积。

从图 2-9 可以看出膜片的压力——力特性呈线性关系, 而且对应同一压力  $p$ , 有效面积大 ( $A_{e3} > A_{e2} > A_{e1}$ ) 则转换成的力  $F$  也大。

### (二) 膜片的压力——位移特性

当膜片一侧有压力  $p$  时 (图 2-10), 膜片在压力  $p$  通过有效面积转换成的力  $F$  作用下产生变形位移  $S$ , 并随  $p$  的增大而增大。

当膜片受压力  $p$  作用而位移  $S$  时, 膜片有效面积也发生变化, 因而使压力——位移特性呈现非线性 (图 2-10)。所以研究膜片压力——位移特性的实质是讨论膜片有效面积的问题。下面就影响有效面积的因素及有效面积的计算等问题作一些初步的分析。

#### 1. 影响膜片有效面积的因素分析

膜片的有效面积是一个受多种因素影响的变量。有效面积的变化与膜片的材质、工艺、波纹深浅、安装情况、环境温度、受压情况、相对安装位置等等因素有关:

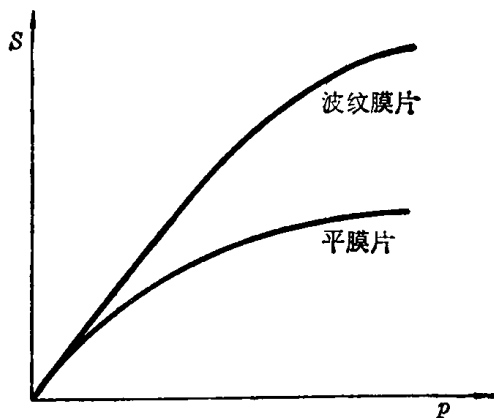


图 2-10 膜片的压力——位移特性

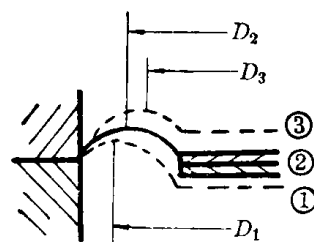


图 2-11 膜片有效面积变化图