

气动元件的流量特性

1 前言

设计气动系统时, 准确地把握电磁阀、调速阀等元件的流量特性非常重要。流量特性表示元件的空气流通能力, 将直接影响气动系统的动特性。在元件选型时如弄错流量特性, 将可能导致气动执行元件达不到预期的输出力或输出速度。

以前, 在气动元件的表示及测量方法上, 各国的规定各有不同, 存在多个特性表示值。中国和日本都是采用有效截面积 S_e 值, 而美国采用 C_v 值, 欧洲采用 K_v 值。有效截面积 S_e 值是利用空容器放气使气流经被测元件, 通过容器内的压力响应来进行测量, 而 C_v 值和 K_v 值是基于液压元件流量特性的测量方法, 用水流经被测元件, 通过检测流量和差压来进行测量。

1989年, 参照英国BATH大学F. Sanville教授提出的表示公式, 国际标准化组织制定了流量特性的国际标准ISO 6358。该标准将上述各种特性表示值统一到新的特性表示值——声速流导 C (Sonic Conductance)上, 并考虑空气的压缩性和元件内部流路的复杂性, 追加了一个新的特性表示值——临界压力比 b (Critical Pressure Ratio)。标准中还规定了这两个特性表示值的测量方法, 即通过检测压缩空气流经被测元件时的流量和差压来进行测量。

ISO 6358制定以来, 各国并没有立即废除原来的特性表示值, 新旧值并用的局面持续了很多年。近些年随着全球化的深入, 各国认识到统一的必要性和重要性开始逐步采用 C 值和 b 值。日本2000年以ISO 6358为范本制定了新的流量特性标准JIS B 8390, 中国流量特性标准的ISO化也已提上了议事日程。现在, 世界各主要气动元件厂家的产品样本上的电磁阀等的流量特性都使用 C 值和 b 值来表示。

本回先从流经小孔的流量特性说明有效截面

收稿日期: 2007-03-1

作者简介: 蔡茂林 (1972-), 男, 博士生导师, 主要研究方向是气动系统的节能、测量、仿真与控制。

积 S_e 值的概念及其测量方法, 然后介绍ISO 6358中规定的 C 值、 b 值及其测量方法。其次, 介绍 C_v 值、 K_v 值和忽略压缩性的 A 值, 以及它们与 S_e 值、 C 值之

间的换算关系。最后, 介绍随着气动元件的小型化和配管的延长而逐渐变得重要的气动管路的流量特性。

2 流量的表示

空气的流量有质量流量和体积流量两种。相对于质量流量, 因为体积流量具有直观易懂的特点, 所以在工程应用中表示管道流量和设备耗气量等时都是采用体积流量。根据状态方程式, 空气的体积取决于其压力和温度, 对于同样质量的压缩空气, 压力和温度的不同会导致其体积有很大的变化。所以, 在表示空气体积的时候, 必须标明该体积所对应的压力和温度。

在工程上定义有基准状态(Normal Temperature & Pressure)和标准状态(Standard Reference Atmosphere), 通常体积流量用换算到这两种状态下的数值来表示。两种状态的定义、对应的符号及密度参见表1。

表1 基准状态和标准状态

		基准状态	标准状态
状态	温度[°C]	0	20
	绝对压力[kPa]	101.3	100
	相对湿度	0%	65%
表示符号		NTP ¹⁾	ANR ²⁾
密度[kg/m ³]		1.293	1.185

¹⁾: Normal Temperature & Pressure 的略写。

²⁾: Atmosphere Normale de Reference 的略写。

由于0[°C]是冰点温度易于实现, 在测量行业基本上都采用基准状态对流量计进行标定和表示。基准状态下的常用流量单位为 Nl/min 和 Nm^3/h , 头字符 N 表示Normal。由于 N 与牛顿单位容易混淆, 所以单位有时也表示为 $\text{l}/\text{min}(\text{normal})$ 、 $\text{l}/\text{min}(\text{nor})$ 和 $\text{m}^3/\text{h}(\text{normal})$ 、 $\text{m}^3/\text{h}(\text{nor})$, 也有一部分的流量计采用 $\text{l}/\text{min}(\text{ntp})$ 和 $\text{m}^3/\text{h}(\text{ntp})$ 的单位表示。

物理界及有些行业将以上的基准状态(NTP)称之为标准状态, 造成与气动行业的标准状态(ANR)混淆, 需要注意。

对标准状态, 存在新旧两种定义。中国和日本
 的旧定义为温度 20[°C]、绝对压力 101.3[kPa]和相
 对湿度 65%的状态, 而欧米定义为温度 62[deg F]
 (相当于摄氏温度 16.7[°C])、绝对压力 14.7[psi](相
 当于 101.3[kPa])、相对湿度 65%的状态并用 STP
 (Standard Temperature & Pressure) 表示。1990 年,
 以 ISO 8778 为首, ISO 2787, ISO 6358 中制定并采
 用了表 1 中所示的标准状态的新定义, 英文名统一
 为 Standard Reference Atmosphere, 表示符号为
 ANR。

在表示 ISO 标准状态下的体积流量时, 单位的
 末尾添加 ANR 标记, 例如, l/min(ANR)、m³/h(ANR)
 等等。

工况下的体积流量, 即压缩状态下的体积流量
 都可换算成基准状态和标准状态下的体积流量来
 表示。设绝对温度 θ [K], 绝对压力 P [kPa]的工况下
 的体积流量为 Q [l/min], 其基准状态和标准状态
 下的体积流量可用如下公式求得:

$$Q_{NTP} = Q \cdot \frac{P}{101.3} \cdot \frac{273}{\theta} \quad [\text{Nl/min}] \quad (1)$$

$$Q_{ANR} = Q \cdot \frac{P}{100} \cdot \frac{293}{\theta} \quad [\text{l/min(ANR)}] \quad (2)$$

压缩机的输出流量通常用换算到吸入口的大
 气状态下的体积流量来表示。以上公式同样适用于
 从吸入口的大气状态到基准或标准状态的换算。

3 流经小孔的流量特性

各种气动阀在气动系统中都是一个气阻要素,
 在流量特性上基本可将其等价为一个孔, 并用小
 孔的流量特性来表示其流量特性。现以图 1 所示
 的小孔为对象, 讨论压缩空气流经它时的特性。

如图 2 所示, 在电工回路中, 通过电阻的电
 流 i 在上流电压 E_1 一定时会随着下流电压的 E_2
 的减小而增大, 并呈现线性特性。而在流经小孔
 的空气流路上, 由于空气具有压缩性, 其流量特
 性与电阻不同, 表现为非线性曲线。

小孔的上流压力 P_1 保持一定时, 随着降低下
 流压力 P_2 , 质量流量 G 逐步增大。但降到一定
 值时,

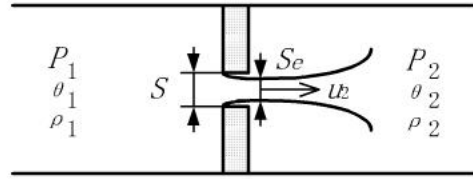


图1 流经小孔的气流

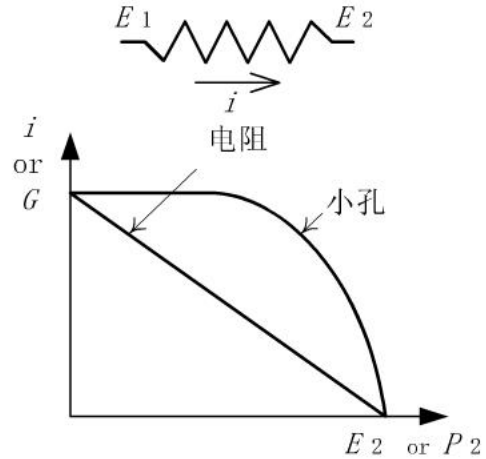


图2 电阻的电流特性与小孔的流量特性

即使再降压力 P_2 , G 不再增加而趋于饱和。这是由
 于空气流速在小孔后侧达到声速, 其后的压力的降
 低信息不能传达给上流。这种饱和状态下的流动称
 为声速流, 亦称为壅塞流, 而不饱和状态下的流动
 称为亚声速流。

由于空气流经小孔时与管壁接触面小、流动
 快, 可考虑为一维等熵流动。这样, 根据伯努利方
 程, 图 1 中缩流处的流速 u_2 可推出用如下公式计
 算:

$$u_2 = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} \cdot \frac{P_1}{\rho_1} \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]} \quad (3)$$

式中 κ 为空气的比热, ρ 为空气密度。因是等熵流
 动, 将绝热过程公式代入替换密度 ρ_2 可得流经小
 孔的质量流量:

$$G = S_e \rho_2 u_2 = S_e P_1 \sqrt{\frac{2\kappa}{(\kappa-1)} \cdot \frac{1}{R\theta_1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad (4)$$

式中的 R 是空气的气体常数, θ_1 是上流空气的绝
 对温度, S_e 是气流缩流处的截面积。这里 S_e 称为小
 孔的有效截面积。 S_e 比小孔截面积 S 小, 两者的比

$$\alpha = \frac{S_e}{S} \quad (5)$$

称之为缩流系数。缩流系数根据小孔入口的形状及尺寸而不同，一般在0.85-0.95的范围内。

当式(4)变为最大时，即流量达到饱和，此时的压力比 P_2/P_1 就是临界压力比。由式(2)的最大值条件可得临界压力比为：

$$\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^* = \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = 0.5283 \quad (6)$$

压力比 P_2/P_1 比临界压力比小时，流动为声速流。将临界压力比 $\left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$ 代入式(4)，可得声速流的流量，即饱和流量：

$$G = S_e P_1 \cdot \sqrt{\frac{\kappa}{R\theta_1} \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}} \quad (7)$$

整理式(4)和(7)，可得流经小孔的一维等熵流动的质量流量的精确计算公式为：

$$G = S_e P_1 \frac{\Phi}{\sqrt{\theta_1}} \quad (8)$$

其中

$$\Phi = \begin{cases} \sqrt{\frac{\kappa}{R} \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}} & \frac{P_2}{P_1} \leq 0.5283 \\ \sqrt{\frac{2\kappa}{(\kappa-1)} \cdot \frac{1}{R} \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} & \frac{P_2}{P_1} > 0.5283 \end{cases}$$

声速流时的 Φ 为常数，用 K_G 来表示：

$$\Phi_{sonic} = K_G = \sqrt{\frac{\kappa}{R} \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}} = 0.04043 \text{ [s/m]} \quad (9)$$

亚声速流时的 Φ 为压力比的函数，计算较为复杂。为此，对亚声速流时的 Φ 通常采用以下的近似公式计算：

$$\Phi_{subsonic} = K_G \cdot 2 \sqrt{\frac{P_2}{P_1} \left(1 - \frac{P_2}{P_1}\right)} \quad (10)$$

如将式(10)中的压力比 P_2/P_1 置为0.5，可看出 $\Phi_{subsonic}$ 等于 K_G ，即流量达到饱和。因而，在近似式(10)中，临界压力比被近似设为0.5。

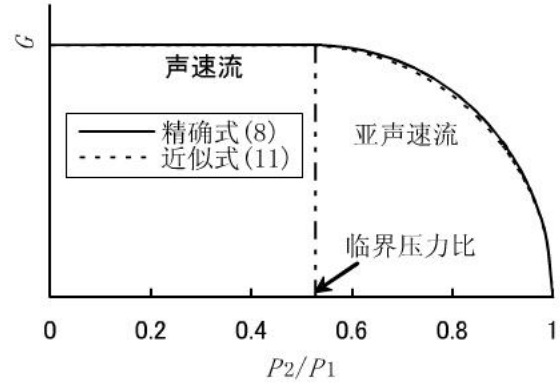


图3 流经小孔的流量特性

将近似式(10)代入式(8)，可得流经小孔的一维等熵流动的质量流量的近似计算公式为：

$$G = \begin{cases} S_e P_1 \cdot \frac{K_G}{\sqrt{\theta_1}} & \frac{P_2}{P_1} \leq 0.5 \\ S_e P_1 \cdot \frac{K_G}{\sqrt{\theta_1}} \cdot 2 \sqrt{\frac{P_2}{P_1} \left(1 - \frac{P_2}{P_1}\right)} & \frac{P_2}{P_1} > 0.5 \end{cases} \quad (11)$$

图3中的实线表示的是精确式(8)，虚线表示的是近似式(11)的曲线。可以看出两者基本吻合，在亚声速流时的最大误差为3%，这对实际气动系统的计算不构成问题。由于近似式中没有指数函数而计算速度快，在气动仿真等应用中得到了广泛的应用。

4 有效截面积 S_e 值及其测量方法

4.1 有效截面积 S_e 值

如前所述，小孔的气流缩流处的截面积为小孔的有效截面积。而电磁阀、节流阀等非小孔形状流路的气动元件，因为实际气体流动中的缩流面积无法把握，所以就将其声速流的流量代入式(7)计算得出的 S_e 值作为其有效截面积。

有效截面积的单位是面积单位，与实际的流路面积相对应，比较容易理解。例如，内径2[mm]的喷嘴的截面积为3.14[mm²]，乘以缩流系数0.9，就可知道它的有效截面积在2.8[mm²]左右。

4.2 简易计算式

在实际的流量计算中，相对于质量流量，体积流量得到了更为广泛的应用。将式(11)的质量流量 G 换算成标准状态或基准状态下的体积流量，可采用以下的简易计算公式。

1) 标准状态(100[kPa], 20[°C], 相对湿度65%)下的体积流量：

$$Q_{ANR} = \begin{cases} 120 \times S_e P_1 \sqrt{\frac{293}{\theta_1}} & \frac{P_2}{P_1} \leq 0.5 \\ 240 \times S_e P_1 \sqrt{\frac{293}{\theta_1}} \cdot \sqrt{\frac{P_2}{P_1} \left(1 - \frac{P_2}{P_1}\right)} & \frac{P_2}{P_1} > 0.5 \end{cases} \quad (12)$$

2) 基准状态 (101.3[kPa], 0[°C], 相对湿度0%) 下的体积流量:

$$Q_{NTP} = \begin{cases} 113.5 \times S_e P_1 \sqrt{\frac{273}{\theta_1}} & \frac{P_2}{P_1} \leq 0.5 \\ 227 \times S_e P_1 \sqrt{\frac{273}{\theta_1}} \cdot \sqrt{\frac{P_2}{P_1} \left(1 - \frac{P_2}{P_1}\right)} & \frac{P_2}{P_1} > 0.5 \end{cases} \quad (13)$$

以上两式中的各个变量的单位为:

- Q_{ANR} : [l/min(ANR)]
- Q_{NTP} : [NI/min]
- S_e : [mm²]
- P : [MPa(abs)] (绝对压力)
- θ : [K]

用有效截面积来表示流量特性时, 在工程上通常都采用以上简易计算式。

4.3 有效截面积 S_e 值的测量方法

根据式(7), 测量声速流时的流量 G 和上流压力 P_1 即可求得有效截面积 S_e 。但是, 这样测量要求必须具有能连续提供声速流流量的气源, 尤其是对于大口径的气动元件, 需要大流量压缩机。而且, 即使是具有大流量压缩机的工厂, 这样的测量也会

导致局部管路压力下降而影响生产。所以, 开发出一种对压缩机流量没有要求的测量方法变为必要。这就是先向气罐充气, 然后通过被测元件向大气放气, 检测放气过程中气罐内压力变化而导出被测元件有效截面积的声速放气法。

声速放气法的测量回路如图4所示。其测量步骤为:

- (1) 向体积 V 的气罐中充气使其压力稳定在 0.5 [MPa(G)], 测量此时气罐内的温度 θ 和压力 P_s ;
- (2) 切换被测元件或电磁阀开始放气, 使气罐内压力降到 0.2 [MPa(G)] 后停止放气, 测量放气时间 t ;
- (3) 待气罐内压力稳定后读取该压力值 P_∞ ;

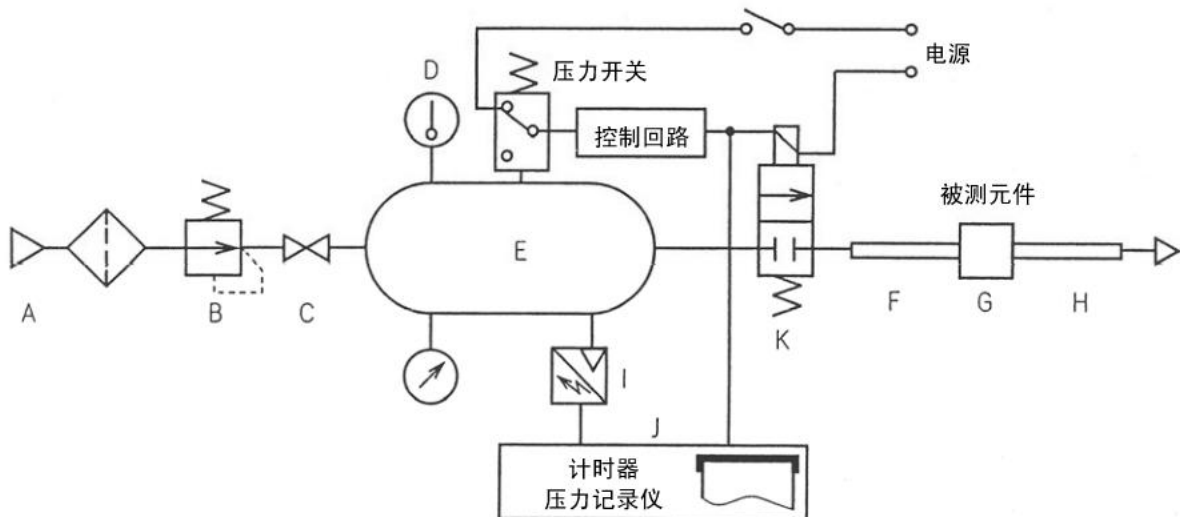
由以上步骤测量的数据, 可计算出被测元件的有效截面积为:

$$S_e = 12.9 \times \frac{V}{t} \log_{10} \left(\frac{P_s + 0.1013}{P_\infty + 0.1013} \right) \sqrt{\frac{273}{\theta}} \quad (14)$$

单位如下:

- S_e : [mm²]
- V : [dm³]
- t : [s]
- P : [MPa(G)] (表压)
- θ : [K]

该方法需使放气时间在 4~6[s] 范围内以保证放气过程为绝热过程的前提假设, 为此, 可对气罐的容积进行设定来满足该要求。



A 气源及过滤器 B 减压阀 C 截止阀 D 温度计 E 气罐 F 上流整流管
G 被测元件 H 下流整流管 I 压力计 J 计时器 K 电磁阀

图4 测量有效截面积的声速放出法的测量回路

5 ISO 6358 的特性表示及其试验方法

5.1 临界压力比的变化

上述基于有效截面积的流量表示中临界压力比采用了理想值0.5283或简易值0.5，但在电磁阀、伺服阀、节流阀等实际的气动元件中，阀内的流动极其复杂，与理想的气流通过小孔的流动有很大不同。所以，实际的临界压力比根据元件内部的流路形状及其复杂程度都不同程度地偏离了理想值。

表 2 列出了6个典型控制元件的临界压力比的实际测量值。从表中数值可见，临界压力比根据元件不同而有较大不同。

表 2 几种气动元件的临界压力比

元件	临界压力比 b
电磁阀 A	0.24
电磁阀 B	0.38
调速阀 A	0.49
调速阀 B	0.64
伺服阀 A	0.35
伺服阀 B	0.45

5.2 流量表示式

基于临界压力比不是定值的事实，ISO 6358将亚声速流的曲线近似为椭圆曲线，并将传统定值的临界压力比改为变量，将其增加为新的流量特性表示值。而且，为了替换传统的有效截面积等特性表示值，引入了声速流导的概念。ISO 6358中规定的流量表示式为：

$$Q_{ANR} = \begin{cases} CP_1 \sqrt{\frac{293}{\theta_1}} & \frac{P_2}{P_1} \leq b \\ CP_1 \sqrt{\frac{293}{\theta_1}} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{P_2 - b}{P_1 - b}\right)^2} & \frac{P_2}{P_1} > b \end{cases} \quad (15)$$

式中 Q_{ANR} ：标准状态下的体积流量[dm³/s(ANR)]

C ：声速流导[dm³/(s·bar)]

P_1 ：上流绝对压力[bar]

P_2 ：下流绝对压力[bar]

θ_1 ：上流空气的绝对温度[K]

b ：临界压力比

这里需要注意的是 Q_{ANR} 的单位[dm³/s(ANR)]与式(12)中 Q_{ANR} 的单位[l/min(ANR)]有所不同，相差 60

倍。

上式流量 Q_{ANR} 乘以标准状态下的密度 $\rho_{ANR} = 1.185 \text{ [kg/m}^3\text{]}$ 的话，就是质量流量 G ：

$$G = \rho_{ANR} Q_{ANR} = \begin{cases} \rho_{ANR} CP_1 \sqrt{\frac{293}{\theta_1}} & \frac{P_2}{P_1} \leq b \\ \rho_{ANR} CP_1 \sqrt{\frac{293}{\theta_1}} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{P_2 - b}{P_1 - b}\right)^2} & \frac{P_2}{P_1} > b \end{cases} \quad (16)$$

声速流导 C 和有效截面积 S_e 尽管单位不同，但都是表示流通能力的参数。两者之间存在如下的换算关系：

$$S_e [\text{mm}^2] = 5.03 \times C [\text{dm}^3/(\text{s} \cdot \text{bar})] \approx 5 \times C [\text{dm}^3/(\text{s} \cdot \text{bar})] \quad (17)$$

5.3 声速流导 C 值与临界压力比 b 值的测量方法

关于声速流导和临界压力比的测量，ISO 6358作了详细的规定。对电磁阀等有出入气接口的气动元件和气动喷枪等没有出气接口而直接向大气排气的气动元件规定了不同的测量回路。图 5(A)是有出入气接口气动元件的测量回路；图 5(B)是直接向大气排气的气动元件的测量回路。测量回路由气源、减压阀、温度计、压力计、被测元件和流量计构成。

现以回路图5(A)为例，说明测量步骤。

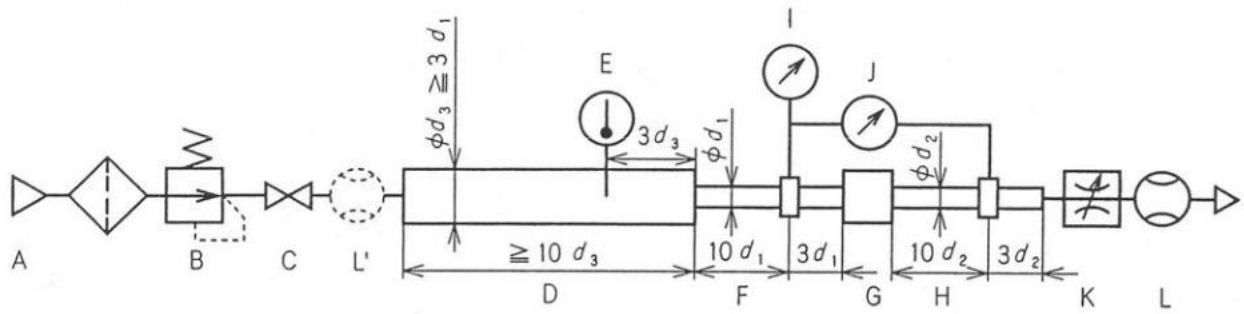
1) 声速流导的测量步骤为：

- (1) 将调速阀调至最小，将上流压力用减压阀设定为 0.4[MPa(abs)]以上；
- (2) 将调速阀逐步调大使被测元件下流压力逐步下降直至流量计显示的流量不再增加为止；
- (3) 读此时的流量 G^* 、上流压力 P_1^* 和上流温度 θ_1^* ，利用下式求出声速流导。

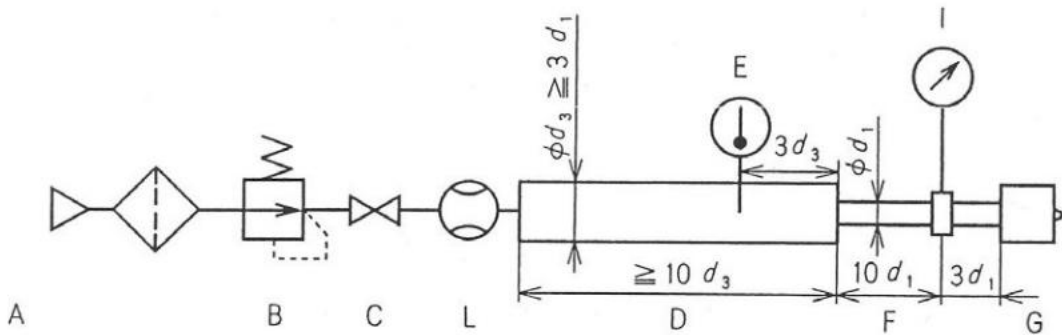
$$C = \frac{G^*}{\rho_{ANR} P_1^*} \sqrt{\frac{\theta_1^*}{293}} \quad (18)$$

2) 临界压力比的测量步骤为：

- (1) 使用调速阀调节流量使之依次达到声速流动时流量的 80%，60%，40%，20%，分别测量这四个流态下的流量 G 、两侧压差 ΔP ；
- (2) 利用下式分别求出四个流态下的临界压力比的值，将四个值取平均得到最终的临界压力比。



(A) 有入口和出口的气动元件的测量回路



(B) 直接向大气排气的气动元件的测量回路

A 气源及过滤器 B 减压阀 C 截止阀 D 稳定测定管 E 温度计 F 上流压力测定管
G 被测元件 H 下流压力测定管 I 上流的压力计 J 差压计 K 节流阀 L 流量计

图5 ISO 6358 规定的测量回路

$$b = 1 - \frac{\Delta P / P_1}{1 - \sqrt{1 - (G/G^*)^2}} \quad (19)$$

由于要求定常供给流量，ISO 6358 的测量方法只适用于公称口径 20[mm] 以内的被测元件。对于超过公称口径 20[mm] 的被测元件，ISO 6358 没有对应方法测量，而日本标准 JIS B 8390 继承原有标准，推荐有效截面积和声速放气法来表示和测量。

6 C_v 值、 K_v 值和 A 值

6.1 C_v 值和 K_v 值

C_v 值原本是用于非压缩性流体的液压行业，美国将之一成不变地转用到了压缩性流体上。它的定义参见 ANSI/NFPA T3.21.3 中的规定，用温度 60[°F] (=15.5[°C]) 的清水流过被测元件，使之压降为 $\Delta P=1[\text{psi}]$ (=1[lbf/in²]=6.895[kPa])，测量此时单位为 [US_{gal}/min] (1[US_{gal}/min]=3.785 [l/min]) 的流量，该流量数值就是被测元件的 C_v 值。

该定义适用于非压缩性流体，但对于压缩性流体的声速流和亚声速流的特性表示有很大的局限性。

K_v 值与 C_v 值一样，用清水流过被测元件，使之压降为 $\Delta P=0.1[\text{MPa}]$ ，测量此时单位为 [m³/h] 的流量，该流量数值就是被测元件的 K_v 值。 K_v 值本质上与 C_v 值同类，仅单位不同。两者之间的换算关系式如下：

$$C_v [\text{US}_{\text{gal}}/\text{min}] = 1.167 K_v [\text{m}^3/\text{h}] \quad (20)$$

6.2 A 值

在 ISO 6358 中规定，在压缩性可以忽略，即 $\Delta P/P_1 < 0.02$ 的时候可以采用有效流路面积 A 值来表示流量特性。其定义式如下：

$$A = \frac{G}{\sqrt{2\rho_2 \Delta P}} \quad (21)$$

这里， ρ_2 是下流空气的密度。

有效流路面积 A 值也是来自非压缩性流体，与上述的 C_v 值和 K_v 值是同一类特性参数，它们之间

的换算关系如下:

$$A[\text{mm}^2] = 16.98C_v[\text{US}_{\text{gal}}/\text{min}] = 19.82K_v[\text{m}^3/\text{h}] \quad (22)$$

6.3 C_v 值与 C 值的换算

C_v 值作为旧的特性参数, 国外很多厂家的产品样本上还在使用。掌握将 C_v 值换算成现今通行的 C 值的方法十分必要。

如 ISO 6358 中所述, A 值可以通过下式用声速流导 C 值和临界压力比 b 值来计算:

$$A = C\rho_{ANR}\sqrt{\frac{R\theta_{ANR}}{1-b}} \quad (23)$$

A 值单位是 $[\text{mm}^2]$, C 值单位是 $[\text{dm}^3/(\text{s} \cdot \text{bar})]$ 的时候, 式(23)变为

$$A = 3.442C\sqrt{\frac{1}{1-b}} \quad (24)$$

将式(22)与式(24)联立, 可得

$$C[\text{dm}^3/(\text{s} \cdot \text{bar})] = 4.933\sqrt{1-b} \cdot C_v[\text{US}_{\text{gal}}/\text{min}] \quad (25)$$

电磁阀的 b 值通常在 0.2~0.5 的范围内, 这样可以得到如下的概算公式:

$$C[\text{dm}^3/(\text{s} \cdot \text{bar})] = (3.5 - 4.4) \cdot C_v[\text{US}_{\text{gal}}/\text{min}] \quad (26)$$

7 管路的流量特性

空气流经管路时, 与流经小孔时一样会发生压力损失。在工程应用中, 将一截管路等价于具有某一有效截面积的小孔的处理手法由于简单易行而被广泛采用。气动系统中常用的尼龙管 1[m] 长度相当的有效截面积 S_{e0} 和声速流导 C_0 如表 3 所示。这样, 长度 $L[\text{m}]$ 的管路的有效截面积和声速流导计算如下:

$$S_e = S_{e0} \cdot \frac{1}{\sqrt{L}} \quad C = C_0 \cdot \frac{1}{\sqrt{L}} \quad (27)$$

表 3 单位长度 1[m] 的尼龙管的 S_e 值和 C 值

内径 d [mm]	2.5	4	6	7.5	9
S_{e0} [mm ²]	1.8	6.5	18	28	43
C_0 [dm ³ /(s·bar)]	0.36	1.3	3.6	5.6	8.6

关于管路的临界压力比, 可采用如下近似式进行计算^[1]。管子越长, 临界压力比越小。

$$b = 4.8 \cdot \frac{C}{d^2} \quad (28)$$

式(27)和(28)仅能近似表示管路的流量特性, 适用于定常流。如要把握管路中的动态流量, 需采用分布参数法进行解析计算。该解析计算方法将在本讲座的第 3 回进行介绍。

8 ISO 6358 修订的新动向

1989 年制定的 ISO 6358 在世界中逐步普及的同时, 其存在的问题也逐渐暴露出来。第一个问题是流量表示式仅适用于流路面积固定的元件, 而不适用于流路面积随压力变化的多孔材质的消音器等; 第二个问题是上下流压力测定管无法适用于 M3、M5、快插接头 $\phi 6$ 等小口径元件; 第三个问题是测量耗气严重, 无法测量大口径元件, 不符合当今的节能趋势。为此, 在日本流体工业会的推进下^[2], ISO/TC 131/SC 5/WG 3 工作组正在开展对 ISO 6358 的修订工作。修订工作包括用流量扩张表示式来适用所有元件^[3]; 用新的上下流压力测定管和变径接头来对应小口径元件; 用等温化放出法来实现节能高效的测量^[4]。ISO 6358 的修订版预计在明年颁布。

参考文献

- [1] 妹尾等, 空気圧用配管の流量特性に関する研究, 平成 15 年春季フルードパワーシステム講演会論文集, pp. 98-100 (2003)
- [2] (社)日本機械工業連合会, (社)日本フルードパワー工業会, 空気圧機器の特性表示方法と試験方法の規格化に関する調査研究報告書 (2002, 2003)
- [3] N., Oneyama, et al, Study and Suggestion on Flow-rate Characteristics of Pneumatic Components, Proceeding of the Seventh Triennial International Symposium on Fluid Control, Measurement and Visualization, Sorrento, Italy (2003)
- [4] 香川, 蔡: 空気圧機器の流量特性の表示方法と試験方法についての新提案: 代替試験方法(2) 一等温化放出法, 油空圧技術, Vol. 42, No. 12, pp. 58-64 (2003)