音速ノズルの直列接続による試験とその応用[†]

石橋 雅裕*・高本 正樹*

中尾 雄一**・横溝 利男**

Calibration of Critical Nozzles Against Another One Connected in Series and Its Application

Masahiro ISHIBASHI*, Masaki TAKAMOTO*,
Yu-ichi NAKAO** and Toshio YOKOMIZO**

Two of several critical nozzles were connected in series to calibrate the downstream one at low pressure against the upstream one kept at the atmospheric pressure. The measured discharge coefficients of Venturi nozzles machined by super-accurate lathes distributed along a fitted curve, which had been measured with homologous nozzles using a constant volume tank system at the atmospheric pressure, with deviations of less than $\pm 0.04\%$. The discharge coefficient of quadrant nozzles had a smaller Reynolds number dependence than those of Venturi nozzles. Stability of the critical flow of the downstream nozzles was measured with varying their downstream pressure in the same configuration. Flow rates of all the nozzles with the throat diameters of $0.5\text{--}13.4\text{mm}\phi$ with the Reynolds number of $1.7 \times 10^3\text{--}8.6 \times 10^4$ did not vary more than $\pm 0.02\%$ when they are in the critical condition. Their critical pressure ratios decreased suddenly from certain values near the theoretical ones to 0.5 when the Reynolds numbers are decreased, but they remained at around 0.5 with the Reynolds number down to 1.7×10^3 . Detachable diffusers for short nozzles were shown to be effective to make their characteristics similar to those with integrated diffusers in spite of a small step at the contact plane. A new method to test a flowmeter at various volume flowrates by using only one critical nozzle is shown to be possible by controlling the pressure at the upstream of the nozzle.

Key Words: critical nozzle, discharge coefficient, Reynolds number dependence, critical pressure ratio, detachable diffuser

1. はじめに

音速ノズルの流量はその上流側状態によってのみ決まるため、これを流量測定に利用すると下流側状態の測定が必要なくなり、ばらつきの小さい流量測定を容易に実現することができる。しかし、流量の絶対値を得るためには、理論値を持つ誤差を補正するため、流出係数をあらかじめ測定しておく必要がある。これまで、計量研究所では、一般的な旋盤で製作された音速ノズルについてすでにその流出係数を詳細に測定してきたが^{1)~3)}、近年では、超精密旋盤を用いてノズルを製作することにより形状誤差を無視する範囲に収め、格段に高い精度で流出係数と形状の相関を求めることができるようになった⁴⁾。音速ノズルはその特性の安定性により古くか

ら気体流量の標準供給に用いられているものであり、すべての流量測定的基础となる標準体系の現状を公知のものとするためにも、計量研究所における音速ノズル校正技術の state of the art を明らかにすることは重要である。

超精密旋盤により製作されたさまざまな寸法のベンチュリノズルに関し、大気圧状態において定積槽システム^{5),6)}で試験を行った結果によると、高い相似性が保たれるならば、それらの流出係数はレイノルズ数を変数とする1本の曲線の回りに非常に小さいばらつきで分布する⁴⁾。先に行われた通常旋盤で製作されたノズルに関する測定は^{1),3)}、工作精度が不十分であったため、近年必要とされる精度を考えると不十分なものとなってしまった。また、円筒状スロートが採用されたため、近年主流となりつつあるトロイダルスロートベンチュリノズル^{7),8)}とは特性が大きく異なる。

一方、最近の超精密加工ノズルを用いた試験においても、個々のノズルについて大きく圧力を変えて流出係数を測定することは行われていなかった。相似形ノズルの流出係数は気体の比熱比とレイノルズ数のみの関数と言える⁴⁾が、これはあくまでも理論上の理想的な話であり、たとえば、実在気体効果による圧力依存項や予期せぬ位置における形状差の影響

[†] 第12回流体計測シンポジウムで発表(1995・1)

* 計量研究所力学部 つくば市梅園1-1-4

** 関東学院大学工学部 横浜市金沢区六浦町4834

* Mechanical Metrology Dep., National Research Laboratory of Metrology, Tsukuba

** Kanto Gakuin University, Kanazawa-ku, Yokohama

(Received February 17, 1997)

(Revised March 2, 1998)

が顕現化する可能性もある。したがって、測定値の絶対値を確保しこれらのノズルを用いて標準供給を行うためには、この等価性を可能な限り高い精度で実験的に確認することが必要となる。

本論文では、すでに校正されている音速ノズルの下流側に別の音速ノズルを接続し、上流側ノズルを基準として下流側ノズルの流出係数を測定した結果について報告する。このとき、下流側ノズルが減圧されてそのレイノルズ数が下がり、その値が上流側ノズルの流量に依存するため、上流側ノズルを交換することにより下流側ノズルのレイノルズ数依存性を測定することができる。本論文では、大気圧状態ですでに校正済みである超精密加工ベンチュリノズルを被試験ノズルとすることにより、本測定で得られた個々のノズルのレイノルズ数依存性とノズル寸法を変化させて定積槽システムで測定したレイノルズ数依存性が高精度で一致することを示す。あわせて、四分円ノズルのレイノルズ数依存性を測定した結果も示す。この型のノズルに関しては、これまで同じ直径のものしか製作されておらず、大気圧状態で流出係数がベンチュリ型よりも大きいことが知られているだけで、レイノルズ数依存性に関しては全く不明であった。この形状のノズルは、ベンチュリ型に比べて格段に加工が容易であるため、そのレイノルズ数依存性を明らかにし他の形状のノズルと同様に使用できるようにすることは、超精密加工ノズルを普及させる上で重要なことである。

さらに本論文では、音速ノズルの直列接続において、下流側ノズルの下流圧力を変化させながらその流出係数を測定することにより、下流側ノズルの臨界流量の安定性や臨界圧力比などの臨界特性を精密に測定した結果を示す。音速ノズルの臨界特性は、これまで、オリフィスや層流流量計等を基準として測定されてきた^{2), 3), 11)}が、本方法では音速ノズルが基準となるため、これらの測定に比べて格段に高い精度が達成される。さらに、ディフューザを持たないノズルの後方に後付けのディフューザを取り付けることにより臨界圧力比が改善されることが報告されている^{9), 11)}が、本論文では、このディフューザの有無による臨界特性の変化を精密に測定した結果について述べる。この形式のノズルでは、製作が容易であるにもかかわらず臨界圧力比を高くすることができるため、その特性を詳しく調べることは重要なことである。

最後に、音速ノズルの直列接続の応用例として、上流側ノズルを圧力調整弁に置き換え、その上流側に一般の流量計を接続することにより、音速ノズルを1個しか用いないにもかかわらず、様々な体積流量でこの流量計を試験することができることを示す。これを実現するために、基準となる音速ノズルのレイノルズ数依存性が必要となるが、これは、先に述べたノズルの直列接続で測定することができる。これまで、音速ノズルを用いて流量計の試験を行う際には、流量計の下流に何も介さずにノズルを接続するのが通常であり、そのために、さまざまな体積流量で試験を行うためには、複数の音速ノズルを用意し、これらを切り替える必要があった。本

方法では、圧力調整弁前後の圧力比によりノズルの体積流量が変換されるため、1個のノズルしか用いないにもかかわらず連続した体積流量を発生することができる。本方法では装置が大幅に簡略化されるため、その有効性を確認することは、高精度の流量測定を普及させる上で大きな役割を果たすものと考えられる。

2. 測定原理

2.1 音速ノズルの直列接続による試験

大気圧近傍の圧力にある空気を試験気体とする場合、音速ノズルの質量流量 $Q_{meas}(\text{kg/s})$ は、理想気体の1次元等エントロピー流れを仮定した理論値

$$Q_{theo} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \sqrt{\frac{N}{R} \cdot \kappa \cdot \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}} \cdot \frac{P}{\sqrt{T}} \quad (1)$$

でほぼ与えられる⁴⁾。ここで、 $D(\text{m})$ 、 $N(\text{kg/mol})$ 、 $R(\text{J/K}\cdot\text{mol})$ 、 κ 、 $P(\text{Pa})$ 、および、 $T(\text{K})$ は、それぞれ、スロート直径、1モル当たりの気体質量、普遍気体定数、比熱比、よどみ点圧力、および、よどみ点温度である。流量の正確な値 $Q_{true}(\text{kg/s})$ は、先の仮定が厳密には成り立たないために生ずる誤差を、流出係数 Cd で補正して求める。

$$Q_{true} = Cd \cdot Q_{theo} \quad (2)$$

流出係数は、理論的には、ノズルが相似形で気体の比熱比が同じであれば、スロート直径に基づいたレイノルズ数

$$Re = \frac{4 \cdot Q_{theo}}{\pi \cdot D \cdot \mu_0} \quad (3)$$

のみの関数である⁴⁾。ここで、粘性 $\mu(\text{Pa}\cdot\text{s})$ の値には、国際規格等の一般的な慣例にならない、よどみ点における値を用いた。

Fig. 1 に示すように2個の音速ノズルを直列に接続し、共に臨界に保つ場合を考えると、質量流量の保存により、次式が得られる。

$$Cd_2 = Cd_1 \cdot \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 \cdot \frac{P_{10}}{P_{20}} \cdot \sqrt{\frac{T_{20}}{T_{10}}} \quad (4)$$

ここで、第一の添字1および2は、それぞれ、上流側および下流側ノズルの値であることを表す。第二の添字0は、よどみ点における値であることを表す。この式を用いれば、上流側ノズルの流出係数を基準とし、下流側ノズルの流出係数を求めることができる。

下流側ノズルの上流圧力、上流側ノズルが臨界するための条件、および、下流側ノズルのレイノルズ数の概算値は、以下のように計算できる。すなわち、管路が断熱であればよどみ点温度が保存され、かつ、流出係数が共にほぼ1であるため、式(4)より次式が得られる。

$$P_{20} \approx P_{10} \cdot \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 \quad (5)$$

上流側ノズルの臨界圧力比を χ_1 とすると、そのノズルが臨界するための条件は次式となる。

$$\left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 \approx \frac{P_{20}}{P_{10}} \leq \chi_1 \quad (6)$$

Fig. 1 The experimental setup to measure the discharge coefficient of the downstream nozzle at low pressure against the upstream one kept at the atmospheric pressure.

Fig. 2 The experimental setup to test a flowmeter at various volume flowrates by using only one critical nozzle.

ここで、臨界圧力比はノズルが臨界する最大下流圧力を上流圧力で除した値とする。また、圧力測定位置における管路面積が十分に大きい場合を考え、静圧をよどみ点圧力で置き換えた。 χ_1 は1より小さいため、下流側ノズルのスロート直径は上流側ノズルより大きい必要がある。下流側ノズルを臨界に保つためには、強力な真空ポンプ等でその下流を十分に減圧すればよい。下流側ノズルのレイノルズ数は、粘性率の圧力依存性が十分に小さいため、上流側ノズルのレイノルズ数 Re_1 にスロート直径比をかけた値とほぼ等しくなる。

$$Re_2 = \frac{4 \cdot Q_{theo2}}{\pi \cdot D_2 \cdot \mu_{20}} \approx \frac{4 \cdot Q_{theo1}}{\pi \cdot D_2 \cdot \mu_{10}} = Re_1 \cdot \frac{D_1}{D_2} \quad (7)$$

したがって、下流側ノズルのレイノルズ数は、上流側ノズルと同じ圧力で用いられる場合よりも小さい。また、上流側ノズルを異なる流量のものに交換すると、別なレイノルズ数における被試験ノズルの流出係数を測定することができる。

下流側ノズルの臨界特性、すなわち、臨界中の流量安定性および臨界圧力比は、Fig. 1の接続において、下流側ノズルの下流に設置された圧力調整弁を用い、下流側ノズルの下流圧力 P_3 を変化させながら下流側ノズルの流出係数を測定することにより求められる。

2.2 音速ノズルを1個のみ用いた流量計の試験

Fig. 2に示すように、上流側ノズルの代わりに圧力調整弁を置き、その上流側に一般の流量計を接続すると、1個のノズルのみでさまざまな体積流量における流量計の試験が可能となる。被試験流量計を流れる体積流量 $Q_{m(V)}(\text{m}^3/\text{s})$ は、ノズルで測定された質量流量 $Q_{true}(\text{kg}/\text{s})$ 、および、被試験流量計の圧力 P_1 、温度 T_1 から計算された密度 $\rho_m(\text{kg}/\text{m}^3)$ から求めることができる。

$$Q_{m(V)} = \frac{Q_{true}}{\rho_m} \quad (8)$$

音速には圧力依存性がほとんどないため、スロート面積と音速の積では決まる音速ノズルの体積流量は、その上流圧力にかかわらずほぼ一定である。しかし、被試験流量計における体積流量は、ノズルの体積流量が圧力調整弁前後の圧力比で変換されたものとなるため、ノズル上流の圧力を調整することにより任意の値に設定することができる。

3. 用いられた音速ノズル

本測定に用いられたノズルの内、スロート直径が4.7mmφより大きいノズルは、超精密旋盤で製作されたものである⁴⁾(以下、「超精密加工ノズル」と呼ぶ)。この旋盤は、研磨を行わずに0.03μm以下の平均粗さを達成することができる。ほとんどの超精密加工ノズルの形状誤差は、スロート近傍で±1μm以下である。

スロート直径が1mmφより小さいノズル(以下、「微小ノズル」と呼ぶ)は、繊維加工用のノズルを製作する技術で精密に製作されたものであり、低レイノルズ数域における臨界特性の測定のみ用いた。これらの流出係数の概算値は、現在整備中である容積50Lの定積槽を用い、超精密加工ノズルと同様な方法^{5), 6)}で大気圧状態で測定した。

これらのノズルの形状は、Fig. 3に示される2種類に分類される。用いられたノズルの種類、スロート直径、流出係数とその不確かさをTable 1に示す。

各ノズルの特徴、および、定積槽システムを用いた大気圧状態での試験結果は、以下の通りである。

Type Iはベンチュリノズルである。これらの内、スロート

Table 1 Dimensions, discharge coefficients measured at the atmospheric pressure and their uncertainties of the nozzles

nozzle name	type	throat diameter $D(\text{mm})$	diffuser length L	inlet curvature R	reduced length L_r	nominal volume flow flow (m^3/h)	discharge coefficient	Reynolds number	total uncertainty of C_d (%)	total uncertainty of $C_d \cdot D^2$ (%)
SL3-1	I	0.301	>1.5D	2.0D	-	0.048	0.945	3.85×10^3	-	-
SL5-1	I	0.503	>1.5D	2.0D	-	0.14	0.962	6.40×10^3	-	-
SL5-2	I	0.501	>1.5D	2.0D	-	0.14	0.967	6.43×10^3	-	-
SL7-1	I	0.701	>1.5D	2.0D	-	0.27	0.968	8.87×10^3	-	-
SL7-2	I	0.700	>1.5D	2.0D	-	0.27	0.974	8.91×10^3	-	-
N13	I	4.738	1.45D	2.0D	-	12.5	0.9855	5.94×10^4	0.10	0.05
O1	I	6.704	1.45D	2.0D	-	25	0.9869	8.54×10^5	0.07	0.04
O2	I	9.478	1.45D	2.0D	-	50	0.9886	1.20×10^5	0.05	0.03
N2	I	13.400	1.45D	2.0D	-	100	0.9903	1.68×10^5	0.04	0.03
D2	I	13.399	0.11D	2.0D	-	100	0.9903	1.67×10^5	0.04	0.03
D3	II	13.390	0	2.0D	-	100	0.9910	1.69×10^5	0.04	0.03
D4	II	13.402	0	2.0D	-	100	0.9910	1.70×10^5	0.04	0.03
D6	II	13.397	0	1.9D	-	100	0.9912	1.72×10^5	0.04	0.03
D7	II	13.399	0	2.1D	-	100	0.9912	1.71×10^5	0.04	0.03

Fig. 3 The design of the nozzles. **Fig. 4** The detachable diffuser.

直径が $6.7\text{mm}\phi$ 以上である超精密加工ノズルの流出係数は、さまざまな入口面直径およびディフューザ長さにもかかわらず、1本の適合曲線

$$C_{d\text{Venturi}} = 0.9986 - \frac{3.46}{\sqrt{Re}} \quad (9)$$

の回りの $\pm 0.03\%$ 以内に分布した⁴⁾。ここで、 Re は式 (3) と同様に定義されるレイノルズ数であり、式 (9) の適合範囲は、

$$0.85 \times 10^5 \leq Re \leq 2.45 \times 10^5 \quad (10)$$

である。最も小さい超精密加工ノズルである N13 の流出係数は、この適合曲線から約 0.1% 大きい値となったが、その原因は、この寸法が超精密旋盤の加工可能範囲の下限に近く、スロート付近に約 $1.5\mu\text{m}$ の凹凸が形成されたためである¹⁰⁾。しかし、本測定では、このノズルは上流側で基準としてしか用いられず、かつ、その状態が定積槽システムでの校正の時と同じに保たれるため、この適合曲線からの偏差は本測定では問題とならない。

Type II は四分円ノズルである。その流出係数は、約 1.7×10^5 のレイノルズ数において、Type I の適合曲線より $0.07\text{--}0.09\%$ 大きい。入口側絞り半径 R の差による影響は見られない。

ディフューザが非常に短いベンチュリノズル D2 と四分円ノズル D3, D4 には、Fig. 4 に示すように、別につくられた

円錐型ディフューザを取り付けることができる。この後付けディフューザの入口面の直径は、ノズルの最下流面の直径よりも数十から数百 μm 大きいので、この接続面で流路が微小に拡大する。その製作は通常の旋盤を用いた容易なものである。定積槽システムによる大気圧での試験⁹⁾およびオリフィスを基準とした試験¹¹⁾では、この方式のディフューザは、流出係数を変えずに一体型と同じレベルまで臨界圧力比を改善することが報告されている。

4. 測定装置

本測定で用いられた試験気体は、空調された実験室内の大気である。圧力計は、総合不確かさが 4Pa である複合振動子式である。温度計は、総合不確かさが 0.05°C である 4 線式白金測温抵抗体である。湿度計は、総合不確かさが読み値で 2% である半導体式である。流量計からの出力周波数は、総合不確かさが 0.1ms 以下である周波数カウンタで測定した。

超精密加工ノズルの上流側には、それぞれ、Fig. 5 に示す整流管を取り付けた。これらは、定積槽システム⁵⁾で超精密加工音速ノズルを校正する際に用いられる整流管そのものである。各整流管の上流部には幅 100mm のハニカムが 2 枚挿入されている。温度センサは、これらのハニカムの間に挿入

Fig. 5 The straightener for the nozzles machined by the super-accurate lathes.

される。各ノズルの上流圧力は、ノズル入口面の 80mm 上流にある静圧孔を通して測定される。被試験ノズルの下流圧力は、ノズルが取り付けられる直径 40mmφの直管において、ノズル入口面から 130mm 下流にある静圧孔を通して測定される。本測定で用いられたノズルの流量は最大で約 100m³/h であるため、管内のマッハ数は 0.02 以下となった。これにより生ずる気体温度・圧力の低下は、理想気体の一次元等エントロピ過程を仮定して補正した。ただし、その量は、最大流速において、それぞれ、0.03% (圧力) および 0.01% (温度) 以下であり、共に十分小さい。

上流側ノズルは、その校正の時とほぼ同じ大気状態に保たれるため、校正で得られた値を基準の流出係数として用いても十分と考えられる。しかし、超精密加工ノズルを用いた測定においては、可能な限り誤差を小さくするために、大気状態の差による基準ノズルの流出係数の変化を次の方法で補正した。すなわち、本測定が行われたときのレイノルズ数 Re 、および、超精密加工ノズルのレイノルズ数依存項 (式 (9) の右辺第 2 項) を用い、次式で基準ノズルの流出係数 Cd を計算した。

$$Cd = Cd_0 - 3.46 \cdot \left(\frac{1}{\sqrt{Re}} - \frac{1}{\sqrt{Re_0}} \right) \quad (11)$$

ここで、添え字 0 は、定積槽システムによる校正で得られた値であることを示す。実験室内の大気状態の変化がもたらすレイノルズ数の変化はせいぜい 7% 程度であり、これが超精密ノズルにもたらす流出係数の変化は 0.04% 以下である。したがって、式 (11) を用いれば、上流側ノズルの流出係数を十分に高い精度で求めることができる。

微小ノズルの試験管路は、内径が 10mmφ以上の配管で構成した。下流側ノズルの上流側圧力は、その直前の内径 12mmφの直管にけられた約 0.3mmφの孔を通して測定した。この配管系で用いられた最大ノズルの流量は約 270L/h であるため、管内のマッハ数は 0.002 以下となり、よどみ点補正量は無視し得る。

5. 不確かさ解析

偶然不確かさに関しては、繰り返し測定により推定することができるため、ここでは、系統不確かさのみを評価する。

本方法で測定される下流側ノズルの流出係数の主要な誤差要因は、式 (4) を基本とするならば、上流側ノズルの流出係数と直径、下流側ノズルの直径、および圧力と温度となる。ここで、上流側ノズルの流出係数の不確かさは、定積槽シ

テムで測定された質量流量の不確かさ、および、別に測定された直径の不確かさを合成したものである。一方、本測定では、同じ直径値を用いてこの流出係数を再び質量流量に戻しているため、この直径値は本測定の誤差要因とはならない。また、ノズルの使用環境によるノズル本体の温度変化は ±3℃以下に抑えられ、かつ、ノズル材質の線膨張率を用いてスロート直径の変化を補正しているため、使用状態によるスロート面積の変化の影響は無視し得る。すなわち、定積槽システムによる校正は、実効スロート面積に比例する次の値

$$E = Cd \cdot D^2 \quad (12)$$

の測定であると思ふことができるため、本測定の不確かさ解析に用いるべき基本式は次式となる。

$$Cd_2 = \frac{E_1}{D_2^2} \cdot \frac{P_{10}}{P_{20}} \cdot \sqrt{\frac{T_{20}}{T_{10}}} \quad (13)$$

各ノズルの E の不確かさは、流出係数の不確かさから直径の不確かさを除いたものとなる。それらの値を Table 1 に示す。

下流側ノズルの流出係数の相対不確かさ U_{Cd_2} は、式 (13) を基本とすると、次式で与えられる。

$$\begin{aligned} U_{Cd_2}^2 &= \left(\frac{u_E}{E_1} \right)^2 + \left(2 \cdot \frac{u_D}{D_2} \right)^2 + \left(\frac{u_P}{P_1} \right)^2 \\ &\quad + \left(\frac{u_P}{P_2} \right)^2 + \left(\frac{u_T}{2 \cdot T_1} \right)^2 + \left(\frac{u_T}{2 \cdot T_2} \right)^2 \\ &\approx U_{E_1}^2 + 4 \cdot U_{D_2}^2 \\ &\quad + \left\{ 1 + \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^4 \right\} \cdot U_{P_1}^2 + \frac{1}{2} \cdot U_T^2 \end{aligned} \quad (14)$$

ここで、 u および U は、それぞれ、添字が表す測定値の絶対および相対不確かさである。式 (14) から計算した各測定の不確かさを Table 2 に示す。これより、超精密加工ノズルを用いた測定では、基準として用いられる流出係数とほぼ同じ不確かさで下流側ノズルの流出係数を求めることができることがわかる。

1 個のノズルのみを用いた流量計の試験 (Fig. 2) では、式 (8) が基礎となるため、ノズルにより測定される流量の相対不確かさ $U_{Q_{m(V)}}$ が次式で与えられる。

$$\begin{aligned} U_{Q_{m(V)}}^2 &= \left(\frac{u_{Q_m}}{Q_m} \right)^2 + \left(\frac{u_{\rho_m}}{\rho_m} \right)^2 \\ &\approx U_{Cd}^2 - 4 \cdot U_D^2 + U_{P_1}^2 + U_{P_2}^2 + \frac{U_T^2}{4} \end{aligned} \quad (15)$$

ここで、ノズルのスロート直径の不確かさは、先の議論と同様に最終結果に不確かさをもたらさないため、流出係数の不

Table 2 Estimation of the uncertainties of the typical measurements on the super-accurate nozzles.

D_2 (mm)	D_1 (mm)	P_{10} (kPa)	P_{20} (kPa)	T_{10}, T_{20} (°C)	Re_1 ($\times 10^4$)	Re_2 ($\times 10^4$)	uncertainty in (%)		
							systematic	random	total
13.4	9.5	101	51	296	12	8.6	0.06	0.002	0.06
"	6.7	"	25	"	8.5	4.3	0.07	0.002	0.07
"	4.7	"	13	"	6.0	2.1	0.09	0.008	0.09
9.5	6.7	"	51	"	8.5	6.0	0.07	0.002	0.07
"	4.7	"	25	"	6.0	3.0	0.09	0.004	0.09
6.7	4.7	"	51	"	6.0	4.2	0.10	0.002	0.10

Table 3 The measured discharge coefficients.

nozzle under test	reference nozzle	Reynolds number ($\times 10^4$)	discharge coefficient	deviation from eq.(7)
N2	O2	8.557	0.9868	-0.01 %
"	O1	4.281	0.9822	+0.02 %
"	N13	2.134	0.9754	+0.04 %
D2	O2	8.587	0.9868	+0.00 %
"	O1	4.271	0.9822	+0.03 %
"	N13	2.132	0.9749	-0.01 %
O2	O1	6.081	0.9844	-0.02 %
"	N13	3.025	0.9785	-0.02 %
O1	N13	4.273	0.9817	-0.03 %
D3	O2	8.550	0.9878	+0.10 %
"	O1	4.284	0.9841	+0.22 %
"	N13	2.137	0.9789	+0.40 %
D4	O2	8.578	0.9877	+0.09 %
D4	O1	4.290	0.9838	+0.19 %
"	N13	2.143	0.9782	+0.33 %
D6	O2	8.556	0.9880	+0.12 %
"	O1	4.284	0.9839	+0.20 %
"	N13	2.126	0.9783	+0.34 %
D7	O2	8.547	0.9879	+0.11 %
"	O1	4.278	0.9840	+0.21 %
"	N13	2.140	0.9780	+0.31 %
SL7-1	SL3-1	0.166	0.9214	-
SL7-2	SL5-2	0.458	0.9585	-
"	SL3-1	0.167	0.9240	-
SL5-1	SL3-1	0.231	0.9347	-
SL5-2	SL3-1	0.232	0.9406	-

確かさから直径の不確かさを引いている。流出係数以外の不確かさは、ほぼ同じ大きさでせいぜい 0.04% 程度であることを考えると、式 (15) はほぼ流出係数の不確かさに支配されることがわかる。したがって、本方法による流量測定系の系統不確かさは、Table 2 からわかるように 0.1% 以下となる。

6. 流出係数のレイノルズ数依存性に関する測定結果

Fig. 1 の接続において、減圧状態にある超精密加工音速ノズルの流出係数を測定した結果を Table 3 に示す。これらのほとんどは、数十分以上にわたって行われた 100 回以上の測定の平均値である。その標準偏差は、ほとんどの場合において 0.01% 以下であったため、本測定の偶然不確かさは無視し得る。

Fig. 6 The measured discharge coefficients of the Venturi (Type I) and the quadrant (Type II) nozzles against the reference critical nozzles. Points with "by CVT" were measured by the constant volume tank system at the atmospheric pressure.

また、両ノズルの上流側温度の差はほとんどの場合で $\pm 0.1^\circ\text{C}$ 以下であったため、管路は十分に断熱であるとみなされる。

Fig. 6 は、ベンチュリ型と四分円型ノズルの流出係数の測定値をレイノルズ数の関数として表したものである。前者について測定された流出係数は、適合範囲を超えるにもかかわらず、定積槽システムで測定された適合曲線 (式 (9)) の回りに $\pm 0.04\%$ 以下の偏差で分布する。したがって、試験圧力が大気圧以下である場合、超精密加工ベンチュリノズルの流出係数のレイノルズ数依存性は、寸法を変化させた場合と圧力を変化させた場合に等価のものであり、これまでの超精密加工には問題がなく、また、この範囲では実在気体効果が無視できることが確認できた。この測定結果から求めた適合曲線とその適合範囲は、次の通りである。

$$Cd_{new(Venturi)} = 0.9985 - \frac{3.41}{\sqrt{Re}} \quad (16)$$

$$2.1 \times 10^4 \leq Re \leq 8.6 \times 10^4 \quad (17)$$

この適合曲線に現れる 2 定数を常圧で求めた式 (9) と比較すると、定数項において -0.01%、レイノルズ数依存項において -1.4% である。後者の差が比較的大きいが、この定数はレイノルズ数の平方根で除されるため、流出係数にもたらされる差はほぼ定数項がもたらすものと同程度の大きさとなる。

四分円ノズルの流出係数の適合曲線は、レイノルズ数が約

4.7×10^5 以下であればベンチュリノズルのものよりも大きく、その差は、レイノルズ数が小さいほど大きくなる。入り口側絞りの曲率半径 R の差による流出係数の差は検出されない。この測定結果から求めた四分円ノズルの適合曲線は、式 (17) に示す範囲において、次式となった。

$$C_{d_{new}(Venturi)} = 0.9976 - \frac{2.79}{\sqrt{Re}} \quad (18)$$

これより、四分円ノズルもベンチュリ型と同様に滑らかなレイノルズ数依存性を持ち、高精度の流量測定に用いることができることがわかる。また、ベンチュリ型よりもレイノルズ数依存性が小さいため、測定のばらつきが小さくなることも期待される。

7. 臨界特性に関する測定結果

Fig. 7 は、O2, O1, または N13 を基準とし、N2 の臨界特性を測定した結果である。図に示した各点は 10 回以上の測定の平均値である。その標準偏差はほとんどの場合で 0.01% 以下であったため、本測定の偶然不確かさは無視し得る。レイノルズ数 Re が 4.3×10^4 以上の場合には約 0.75 の圧力比までノズルが臨界状態にあるが、 Re が 2.2×10^4 の場合は、同一ノズルであるにも関わらず、約 0.5 から 0.6 の間の圧力比において流出係数が変化することがわかる。

Fig. 8 は、この流出係数の下流圧依存性を詳細に調べるために、それぞれのレイノルズ数において、流出係数が一定である範囲で平均値を求め、測定値を規格化したものである。O2 を基準とした測定では、圧力比を増加させながら、および、圧力比を減少させながら連続した測定を行うことにより、各圧力比において 2 個の値が得られている。このとき、圧力比の増減方向による明確な偏りは観測されず、図に現れた差は測定のばらつきによりもたらされたものである。これより、本測定にヒステリシスは無く、再現性は $\pm 0.01\%$ よりよいことがわかる。また、N2 の流量は、臨界状態であれば $\pm 0.01\%$ 程度で安定していることがわかる。しかし、その臨界圧力比は、同一ノズルであるにも関わらず、レイノルズ数の大小によ

Fig. 7 The measured discharge coefficient of the nozzle N2(long Venturi) at various Reynolds number plotted against the pressure ratio.

て、約 0.75 または約 0.5 と大きく変化する。この低レイノルズ数における臨界圧力比は、スロートにおける圧力比 0.53 に近い。この状態では、ディフューザにおける圧力回復が全く起こっていない可能性がある。ただし、本測定では、ノズルが取り付けられる配管にけられた孔を通してノズル下流の圧力測定を行っているため、ノズル単体の臨界特性について詳細な議論を行うためには、ノズル内に静圧孔を設ける等別な手法で測定する必要がある。しかし、実用上の観点から言えば、ノズルの下流圧力は本測定と同様に測定されるのが一般的であるため、ここでの結果が有効となる。すなわち、低レイノルズ数においてはディフューザの有無にかかわらず圧力比を 0.5 よりも十分小さい値にすべきであると言える。

Fig. 9 は、非常に短いディフューザを持つベンチュリノズル D2 の臨界特性である。図中の「DF」は、後付けディフューザが取り付けられていることを表す。ディフューザの有無にかかわらず、臨界状態では流量は $\pm 0.01\%$ 程度で安定している。ディフューザが無い場合は、常に約 0.5 以上の圧力比でノズルが臨界していない。ディフューザを取り付けた

Fig. 8 The normalized discharge coefficient of the nozzle N2(long Venturi) plotted against the pressure ratio.

Fig. 9 The normalized discharge coefficient of the nozzle D2(short Venturi) measured at several Reynolds numbers plotted against the pressure ratio. "(DF)" shows the nozzle was attached with the detachable diffuser.

Fig. 10 The normalized discharge coefficient of D3(quadrant nozzle) plotted against the pressure ratio.

Fig. 11 The normalized discharge coefficients of O1(the smallest super-accurate Venturi nozzle) plotted against the pressure ratio.

場合は、一体型である N2 とほぼ同じ特性となり、この後付けディフューザは臨界特性を改善するために有効であることが確認できる。四分円ノズルの臨界特性も、Fig. 10 に示すように、D2 とほぼ同じである。

Fig. 11 は、最も小さい超精密加工ノズルの臨界特性である。圧力比が約 0.5 以下であれば、流量は±0.01%程度で安定しているが、ディフューザによる圧力回復は全く観測されない。

Fig. 12 は、1700 から 4600 までのレイノルズ数において測定した微小ノズルの臨界特性である。圧力比が約 0.45 以下であれば、流量が±0.02%で安定しているため、これらの微小なノズルも高精度の流量測定に利用可能である。これらのノズルは十分な長さのディフューザを持つにもかかわらず、圧力回復が全く起こっていない。以上の測定結果から考えると、ここで用いられた形状のノズルに関しては、レイノルズ数が 40000 程度以下となる場合は、加工の容易さを優先するためにディフューザを持たない形状とすべきであることがわかる。

8. 音速ノズル 1 個のみを用いた流量計の試験結果

Fig. 2 に示した接続において 25, 50, 100m³/h の超精密加工ノズル (Type I) を基準とし、管路直径 50mmφ、最大流量 100m³/h のタービン流量計を試験した結果を Fig. 13 に示

Fig. 12 The normalized discharge coefficients of the very small nozzles(long Venturi) of the throat diameters of 0.5 or 0.7mmφ plotted against the pressure ratio.

Fig. 13 The K-factor of a turbine meter whose maximum flow rate was 100m³/h measured at the atmospheric pressure by using critical nozzles with controlling their upstream pressure to generating arbitrary volume flow rate. The white circles were measured by the critical nozzles kept at the atmospheric pressure.

す。このとき、ノズルの下流側を十分に減圧し、ノズルにかかる圧力比を 0.3 以下とすることにより、確実にノズルが臨界した状態で測定を行った。また、流量計の試験流量によってノズルにかかる圧力比が変化するが、前節で示したように、臨界状態にあるノズルの流量はこれに依存せず±0.02%で安定しているはずである。さまざまな圧力下におけるノズルの流出係数 C_d の値は、式 (16) を用いて求めた。Fig. 13 には、測定された K ファクター

$$C_K = \frac{F}{Q_{m(V)} \times 1000} \quad (\text{pulse/L}) \quad (19)$$

を、基準となる K ファクタ $C_{K_{ref}}$ からの差の相対値

$$\frac{C_K - C_{K_{ref}}}{C_{K_{ref}}} \quad (20)$$

として%で表した。ここで、 $F(\text{Hz})$ および $Q_{m(V)}(\text{m}^3/\text{s})$ は、それぞれ、流量計の出力周波数およびノズルにより測定された被試験流量計の体積流量である。この方法で測定した K ファクターの標準偏差は、流量が 20m³/h 以上であれば、20 回以

上の繰り返し測定において $\pm 0.02\%$ 程度であった。 $20\text{m}^3/\text{h}$ 以下では流量計の特性が急激に変化するため、この範囲における測定のばらつきは、流量計自体がもたらしたものと考えられる。Fig. 13における白丸は、通常の方法、すなわち、バルブを全開として測定したKファクターである。使用したノズルは、流量が $12.5, 25, 50, 100\text{m}^3/\text{h}$ の4本である。Fig. 2の方法で測定した値は、通常の方法で測定した値と流量計のばらつきの範囲内で一致する。したがって、本方法は高精度を保ちながらも簡易に流量計を校正する方法として有効であることが確認された。

9. 終わりに

常圧状態にある音速ノズルを基準とし、その下流に接続された音速ノズルの流出係数、および、その下流圧力に対する依存性を測定した。この配置では、下流側ノズルが減圧され、そのレイノルズ数が常圧で用いられる場合よりも小さくなる。被試験ノズルのスロート直径は $0.5\text{--}13.4\text{mm}\phi$ であり、測定レイノルズ数範囲は $1.7 \times 10^3\text{--}8.6 \times 10^4$ となった。本方法により測定される流出係数の測定不確かさは、 $\pm 0.1\%$ 以下と評価された。超精密旋盤で製作したベンチュリノズルについては、本方法で測定した流出係数のレイノルズ数依存性は、常圧において相似形ノズルと定積槽システムで測定した適合曲線と $\pm 0.04\%$ で一致した。したがって、超精密加工音速ノズルに関しては、大気圧以下で使用される場合は、寸法または圧力を変数としてレイノルズ数を変えることが全く等価であることが実験的に確認された。また、四分円ノズルの流出係数は、レイノルズ数と共に滑らかに変化し、ベンチュリ型に比べてレイノルズ数依存性が小さいことが知られた。

さらに、同じノズルの直列接続において、下流側ノズルの下流圧力を圧力調整弁で調整しながらその流出係数を測定することにより、 0.01% 以下の流量変動の検出分解能で下流側ノズルの臨界特性を測定した。その結果、すべての測定レイノルズ数において、ノズルの臨界流量は $\pm 0.02\%$ 程度で安定していた。これにより、使用されるレイノルズ数によって臨界圧力比が大きく変わることが知られた。すなわち、レイノルズ数が小さくなり 4×10^4 程度以下となると臨界圧力比が突然 0.5 程度に落ち込むことが観測され、レイノルズ数が小さい場合には圧力比を十分に小さくする必要があることが知られた。

最後に、上流側ノズルを圧力調整弁に置き換え、その上流に一般の流量計を取り付けることにより、1個の音速ノズルしか用いないにもかかわらず、広い範囲で任意の体積流量を発生して流量計の試験が可能であることを示した。この方法で測定されたタービン流量計の誤差曲線は、複数個の音速ノズルの並列接続を用いた通常の測定による結果と一致し、本方法は音速ノズルを用いた簡易な流量計試験方法として有効であることが示された。

参 考 文 献

- 1) 渡辺, 小宮, 長塩, 勝又: 臨界ノズルの特性, 計測自動制御学会論文集, 12-5, 554/559(1976)

- 2) 渡辺, 小宮, 長塩, 内海, 勝又: 臨界ノズルの形状と音速維持範囲の関係, 計測自動制御学会論文集, 12-6, 701/705(1976)
- 3) 長塩: ソニックノズルシステムによる微小流量の発生, 計量研究所報告, 30-4, 282/285(1981)
- 4) 石橋, 高本, 中尾, 横溝: 超精密加工音速ノズルの流出係数, 計測自動制御学会論文集, 28-12, 1411/1418(1992)
- 5) 石橋, 植木, 高本, 渡辺, 早川, 荒石: 常圧状態におけるソニックベンチュリノズルの高精度校正, 計測自動制御学会論文集, 28-12, 1411/1418(1992)
- 6) 石橋, 植木, 高本, 渡辺, 早川, 荒石: 定積槽方式により測定されたソニックベンチュリノズル流出係数の不確かさ評価, 計測自動制御学会論文集, 29-1, 1/9(1993)
- 7) ISO 9300-1990: Measurement of gas flow by means of critical flow Venturi nozzles
- 8) ASME/ANSI MFC-7M-1987: Measurement of Gas Flow by Means of Critical Flow Venturi Nozzles
- 9) Ishibashi, Takamoto, Watanabe, Nakao, and Yokomizo: Precise Calibration of Critical Nozzles of Various Shapes at the Reynolds Number of $0.8\text{--}2.5 \times 10^5$, 計量研究所報告 44-2, 120/130(1995)
- 10) 石橋, 高本, 渡辺: ソニックベンチュリノズルの内径形状と流出係数の高精度測定, 計測自動制御学会論文集, 29-9, 1036/1042(1993)
- 11) Dudzinski, T.J., Johnson, R.C., and Krause, L.N.: Venturi Meter with Separable Diffuser, ASME Paper, 68-WA/FM-2, 1968

[著 者 紹 介]

石 橋 雅 裕 (正会員)

1985年, 筑波大学大学院博士課程物理学専攻修了。同年通産省工業技術院計量研究所入所, 現在に至る。気体流量標準の研究に従事(工学博士)。日本音響学会の会員。

高 本 正 樹 (正会員)

1986年, ロンドン大学インペリアルカレッジPh.Dコース修了。75年通産省工業技術院計量研究所入所, 現在力学部流体計測研究室長。日本機学会、日本流体力学会、可視化情報学会などの会員(工学博士)。

中 尾 雄 一

1997年, 関東学院大学工学研究科博士課程修了。92年(株)オーバル入社。音速ノズル関連の研究に従事(工学博士)。日本機学会の会員。

横 溝 利 男

1962年, 国際基督教大学大学院修了, 同年関東学院大学助手, 講師, 助教授を経て80年教授(工学博士)。現在, 大学院修士課程および博士後期課程指導教授。流動に関する研究に従事。