カルマン渦流量計の渦発生体形状の最適化と不確かさの算出法に関する研究

寺 尾 吉 哉*・高 本 正 樹*

Optimization of a Bluff Body in a Vortex Shedding Flowmeter and New Method to Estimate Its Flow Measurement Uncertainty

Yoshiya TERAOKA* and Masaki TAKAMOTO*

A vortex shedding flowmeter is widely used for measurements of various fluids in many fields of industry because of its numerous advantages, such as wide rangeability, long term reliability and low maintenance cost. Today, vortex flowmeters of various designs are manufactured by many companies in the world although the flowmeter design is not specified in the present industrial standards. The research project presented in this paper consists of a series of experimental studies and its objective is to develop a new design of a vortex shedding flowmeter, which can be used without any calibration using the actual fluid. This paper describes the first result of the project, i.e. optimization of the flowmeter design and determination of the measurement uncertainty. First, four of the bluff body dimensions were selected and optimized through series of systematic experiments so that the Strouhal number was least dependent on the Reynolds number. Next, the optimized design has been applied to flowmeters with inner diameters from 100 mm to 400 mm. These flowmeters were calibrated and the Strouhal number was precisely determined. Finally, a new method to calculate the uncertainty of the Strouhal number from the dimensional deviations of the parts of the flowmeter was developed experimentally and analytically. This project has been carried out by National Research Laboratory of Metrology and 10 collaborating companies in Japan. The results shown in this report are obviously very important for future standardization of a vortex flowmeter and for improvement of the accuracy in flow measurement in the world.

Key Words: Karman vortex, Strouhal number, Reynolds number dependence, industrial standard, dimensional deviation

1. はじめに

カルマン渦流量計(以下渦流量計という)には、測定レンジが広い、長期安定性がある、維持管理費が低廉である、などの様々な利点があり、工業的に重要な流量計である。実用化されてから30年近くになり、利用形態も多岐にわたっている。しかし、現在の工業規格²⁾には形状や寸法などの構造規定が存在せず、個々の製品型式に対しメーカーによる値付けが行われ、また取付け条件などもメーカーによって異なっている³⁾。

一方、代表的な流量計として長い歴史を持つ絞り流量計は国際規格⁴⁾およびJIS⁵⁾によって標準となる寸法・形状と寸法許容差ならびに取り付け条件が規定されている。これらの規定に従って流量計の製作と取り付けを行うことにより、個々の流量計に対する実流校正を行わずに、不確かさが保証された流量測定値が得られる⁶⁾。

しかしながら、絞り流量計には、流量の算出式に流体の密度が含まれているので物性値が不明な流体は測定できないことや、絞り機構が発生する差圧が流量の二乗に比例するので、測定レンジが広くとれないこと、また差圧計の精度を維持管理するためのコストが大きいことなどの欠点がある。さらに、規格の元となった流出係数の測定はかなり古いものが多いため、改善の努力が重ねられてはいるものの⁷⁾、流量測定値の不確かさはかなり条件のよい場合でも1%程度⁸⁾である。この不確かさは現在の流量測定の需要を十分に満足しているとは言えない。

本研究は、上述の絞り流量計のように、標準設計に従って製作するだけで無校正で利用できる標準型の渦流量計を開発することを目的としている。渦発生現象は非常に広いレイノルズ数範囲にわたって観察されるので、原理的には100倍以上の測定レンジを得ることが可能である。さらに、渦流量計は、絞り流量計に比べて構造が単純化できることと差圧測定を行う必要のないことから、より小さな不確かさを得ることが容易である。

本研究では、まず渦流量計の主要な構成要素である渦発生体の寸法形状を系統的に変化させて多数の実験を行い、スト

* 計量研究所 つくば市梅園 1-1-4

* National Research Laboratory of Metrology, 1-4, Umezono 1, Tsukuba
(Received November 6, 1998)
(Revised February 2, 1999)

ローハル数が広いレイノルズ数範囲でほぼ一定になるような渦発生体の寸法形状を求めた。次に、最適化した同一形状の渦流量計を管内径 100~400 mm の範囲で多数製作し、管レイノルズ数 $10^5 \sim 2 \times 10^6$ の範囲でストローハル数を精密に測定した。さらに、最適形状の近傍で各寸法を微小に変化させ、その変化がストローハル数に与える影響を求めた。この結果から、各寸法の許容差の関数としてストローハル数の不確かさを得た。これによって、個々の設計者が必要とする不確かさに応じて寸法許容差を決定することが可能となった。この許容差の決定方法は、これまでの流量計の規格には見られない新しい考え方である。

本報告ではこれらの実験の手順と得られた結果、およびこの結果を工業規格へ適用する可能性について述べる。なお、これまで流量計測の分野では、ISO 5168⁹⁾ や ASME¹⁰⁾ 規格に代表される伝統的な不確かさの表記法が用いられてきたが、本報告では近年国際的に不確かさの表記法の標準として普及しつつある ISO 国際文書¹¹⁾ に準拠する。

2. 実験装置

2.1 流量計本体

実験に用いた渦流量計の構造を Fig. 1 に示す。流量計は測定管 (meter body) と渦発生体 (bluff body) で構成される。渦発生体は一般的に二次元柱状物体であり、これまでに様々な断面形状が提案されている¹²⁾ が、本研究ではこれまで実績があり、かつ加工が容易な形状として、Fig. 1 に示すように三角形の各頂点を落とした六角形の断面形状を採用した。この形状を一意に規定するためには、幅 (w)、平行部の長さ (h)、全長 (H)、逃げ角度 (θ) の 4 種の寸法を定める必要がある。

また、渦発生体の両端には円柱状の台座 (base) がある。台座の寸法は渦発生体の形状に基づいて決定され、その外径 (D_c) は渦発生体の外接円にほぼ等しく、また渦発生体両端の

Fig. 1 Dimensional parameters of vortex flowmeter

台座の間隔 (L_c) は台座のエッジが左右で管内壁と接するように決められた。

本研究では管内径 (D) を代表寸法とし、全ての寸法を D で無次元化して取り扱う。渦流量計におけるカルマン渦の発生は純粋に流体力学的現象であるので、流量計内部の幾何学的形状が相似でかつ上流側の条件が同じであれば、ストローハル数はレイノルズ数のみに依存する。したがって、特定の管内径の流量計に対して得られた結果は、無次元寸法が等しく管内径が異なる渦流量計に適用できる。

測定管は内面を機械加工した短い円管である。測定管の上流側、下流側には内面を機械加工した十分な長さの円管を接続し、管内面の段差や壁面粗さの影響を排除した。したがって、測定管の全長、いわゆる流量計の面間距離は本研究の対象ではない。

渦の検出には下流の管路に取り付けた超音波センサあるいは測定管の管壁に取り付けた圧力センサ (Fig. 1 には示されていない) を用いた。いずれの場合もセンサが渦の発生周波数に影響を及ぼさないように注意して設計した。また、測定時には渦信号を十分に観察して渦が欠落なく検出されていることを確認した。

2.2 試験設備

前述の流量計に関する実験を以下に述べる空気を用いる試験設備と水を用いる試験設備で行った。

空気による試験設備の概要を Fig. 2 に示す。この設備は気体流量の国家標準として計量研究所が所有するもので、実流量 $90 \sim 900 \text{ m}^3/\text{h}$ 、管内静圧 $0.1 \sim 1 \text{ MPa}$ の範囲で流量計の校

Fig. 2 Air flow calibration facility

Fig. 3 Water flow calibration facility

正を行える^{13),14)}。流量と管内静圧をそれぞれ1:10の比で変化させられるので、レイノルズ数は1:100の比で変化させることができるのが特長である。このため、3.1節に述べる渦発生体形状の最適化はこの設備で行った。校正の不確かさは0.2%と見積もられている。

水による試験設備の概要をFig. 3に示す。この設備は水の流量の国家標準として計量研究所が所有するもので、管内径100~400 mmの流量計を、流量50~3000 m³/hの範囲で校正することができる。校正の不確かさは0.04%と見積もられている¹⁵⁾。不確かさの小さな測定を行えることがこの設備の特長であるので、3.2節と3.3節に述べる実験は、本設備で行った。

いずれの設備においても、流量計試験管路は十分な直管長を持ち、流量計入口での流れは十分に発達した円管内乱流となっている。

3. 実験手順とその結果

3.1 形状の最適化

管内径 $D=150$ mm の流量計について、前述の渦発生体の4種の寸法を変化させたものを多数作成し、個々の渦発生体について管レイノルズ数 $Re_D=10^4 \sim 10^6$ の範囲で下式により定義されるストローハル数 St を測定した。

$$St = \frac{f_v \cdot w}{U} = \frac{\pi D^2 \cdot f_v \cdot w}{4Q} \quad (1)$$

ここで、 f_v は渦発生周波数、 U は管内平均流速、 D は管内径、 Q は体積流量である。この測定結果から、 St の Re_D に対する依存性が小さいこと、すなわち流量計としてのリニアリティが良いことを判断基準として最適な渦発生体の形状を求めた。

寸法を変化させた範囲をTable 1に示す。まず、過去の実験結果⁹⁾などにもとづいて、リニアリティが良いと推定される参照値(reference value)を設定し、その前後に試験範囲(tested range)を定めた。1つの実験では4種の寸法の内の1種のみを変化させ、他の寸法は参照値に固定した。

ここでは実験結果の内から、渦発生体の全長(H/D)と幅(w/D)に関するものを、それぞれFig. 4とFig. 5に示す。

Fig. 4からわかるように、全長が $H/D=0.2$ から増加するとともに、ストローハル数は減少し同時にリニアリティも改善される。そして、 $H/D=0.35$ でリニアリティは最も良くなり、 $H/D=0.4$ ではリニアリティは悪化する。この結果より、 $H/D=0.35$ が最適値であると判断できる。また、渦発生体の幅(w/D)に対しても、Fig. 5より $w/D=0.28$ が最適値であることがわかる。

さらに平行部の長さ(h/D)および逃げ角度(θ)についても同様の実験を行い、それぞれ最適値として、 $h/D=0.03$ および $\theta=19^\circ$ を得た。

本来ならば、得られた最適値を新しい参照値として、改めて同様の実験を繰り返すべきであるが、偶然当初の参照値と最適値が一致したため、ここで最適化の実験を完了した。

Table 1 Dimensions of bluff body selected for optimization

Parameter	Tested range for optimization	Reference value
H/D	0.2 ~ 0.4	0.35
w/D	0.2 ~ 0.32	0.28
h/D	0.01 ~ 0.05	0.03
θ	$15^\circ \sim 23^\circ$	19°

Fig. 4 Effect of parameter H

Fig. 5 Effect of parameter w

3.2 レイノルズ数とストローハル数の関係

前節で求めた最適な形状の渦発生体を装着した流量計を管内径100~400 mmの範囲で8台製作し、水による試験設備において管レイノルズ数が $10^5 \sim 1.9 \times 10^6$ の範囲で、ストローハル数を精密に測定した。製作にあたり、後述の(5)式で付加不確かさを除いて求めたストローハル数の合成不確かさが0.00017(0.07%)となるように寸法許容差を決めた。

その結果はFig. 6に示される。3.1節においてはストローハル数が可能な限りレイノルズ数に依存しないように寸法の最適化を行ったが、本節の実験でより広いレイノルズ数範囲においてより精密な測定を行った結果、ストローハル数とレイノルズ数の関係は次式の折れ線によく近似されることがわかった。

$$St = -1.4 \times 10^{-9} Re_D + 0.2515 \quad (10^5 \leq Re_D < 10^6) \quad (2)$$

$$St = -10^{-10} Re_D + 0.2502 \quad (10^6 \leq Re_D < 2 \times 10^6) \quad (3)$$

この近似直線に対する St の測定値の残差の標準偏差は $0.0003(0.12\%)$ であった。

3.3 寸法許容差に起因するストローハル数の不確かさの評価

前述の絞り流量計の規格では、各寸法にそれぞれ許容差が規定されており、その許容差を満足すれば、流出係数に対してある一定値の不確かさが与えられる。しかしながら、流量計の各寸法を誤差要因として考え、各寸法の微小変化に対する流出係数(渦流量計の場合はストローハル数)の変化率、すなわち感度係数を求めれば、任意の寸法許容差に対する流出係数あるいはストローハル数の不確かさを算出することが可能である。すなわち、実用上必要とされる流量測定の不確かさと流量計各部の加工コストを勘案して、設計者が自由に寸法許容差を設定することが可能になる。本研究では、前節で求めた最適な渦発生体に対して、製作の際の誤差がストローハル数に与える影響を実験的に調べた。

まず、最適化した4種の寸法について、最適値のまわりのTable 2に示す範囲で各寸法を微小に変化させ、それぞれの寸法に対して管レイノルズ数が $2\times 10^4\sim 8\times 10^4$ の範囲でストローハル数を測定した。得られた結果のうち渦発生体の全長(H/D)と幅(w/D)に関するものを、それぞれFig. 7(a)と

Fig. 8(a)に示す。さらに、この結果から、測定範囲のレイノルズ数でのストローハル数の平均値を求め、寸法変化に起因するストローハル数の変化をFig. 7(b)とFig. 8(b)に示すように求めた。Fig. 7(b)とFig. 8(b)からわかるように、渦発生体の個々の寸法の微小な変化に対してストローハル数は線形に変化する。ある誤差要因 x_i に対するストローハル数の感度係数 $\epsilon(x_i)$ は、

$$\epsilon(x_i)=\frac{\partial St}{\partial x_i}$$

(4)

と定義される¹⁶⁾ので、この場合は図中の近似直線の傾きが、

(a) Relationship between St and Re_D

Fig. 6 Strouhal number of optimized vortex shedding flowmeter

(b) Average value of St

Fig. 7 Sensitivity of St to parameter H

Table 2 Dimensions of optimized bluff body and their sensitivity coefficients

Parameters		Optimized or designed value	Tested range to obtain ϵ_i	Sensitivity coefficient (ϵ_i)
Bluff body width	w/D	0.28	0.27~0.3	1.21
Streamwise length	H/D	0.35	0.32~0.35	0.089
Length of parallel portion	h/D	0.03	0.025~0.035	0.017
Bevel angle	θ	19°	18.6°~19.4°	0.0008
Sharpness of upstream edge	Γ/D	0	0~0.0033	0.981
Diameter of base	D_c/D	0.4105	0.41~0.543	0.016
Distance between bases	L_c/D	0.9058	0.8993~0.9126	0.091
Axial eccentricity of bluff body	η/D	0	0~0.0066	0.203
Transverse eccentricity of bluff body	e/D	0	0~0.01	0.034
Yaw angle of bluff body	α	0°	0°~3.4°	0.0004
Pitch angle of bluff body	β	0°	0°~1°	0.0001

(a) Relationship between St and Re_D (b) Average value of St Fig. 8 Sensitivity of St to parameter w

ストローハル数のそれぞれの寸法に対する感度係数である。したがって、 $\varepsilon(H/D)=0.089$ 、 $\varepsilon(w/D)=1.21$ が得られる。同様の方法で平行部の長さ(h/D)および逃げ角度(θ)について、 $\varepsilon(h/D)=0.17$ 、 $\varepsilon(\theta)=0.0008$ が求められた。これらの値をまとめて Table 2 に示す。

さらに、ストローハル数に影響を及ぼす可能性のあるその他の寸法や組立て誤差について感度係数を求めた。ここで渦発生体の製作時の誤差として取り上げたパラメータは、Fig. 1 に示されている上流側エッジの丸み(Γ)、台座の直径(D_c)、台座の面間距離(L_c)である。また、格納管製作時と組立時の誤差として、Fig. 9 に示される渦発生体の取り付け角度誤差(α および β)と偏芯(η および e)を取り上げた。

これらの値を個別に設計値の近傍で Table 2 の範囲で変化させてストローハル数を測定し、上述のようにそれぞれのパラメータに対するストローハル数の感度係数を求め、Table 2 に示す値を得た。

3.4 寸法許容差とストローハル数の不確かさの関係

前節で求めた感度係数を用いると、誤差の伝搬法則によりストローハル数の合成標準不確かさ $u_c(St)$ が下式のとおき求められる。

$$u_c^2(St) = \varepsilon^2\left(\frac{w}{D}\right) \cdot u^2\left(\frac{w}{D}\right) + \varepsilon^2\left(\frac{H}{D}\right) \cdot u^2\left(\frac{H}{D}\right) + \varepsilon^2\left(\frac{h}{D}\right) \cdot u^2\left(\frac{h}{D}\right) + \varepsilon^2(\theta) \cdot u^2(\theta) + \varepsilon^2\left(\frac{\Gamma}{D}\right) \cdot u^2\left(\frac{\Gamma}{D}\right)$$

(a) Yaw angle

(b) Pitch angle

(c) Eccentricity

Fig. 9 Installation error of bluff body

$$\begin{aligned} & + \varepsilon^2\left(\frac{D_c}{D}\right) \cdot u^2\left(\frac{D_c}{D}\right) + \varepsilon^2\left(\frac{L_c}{D}\right) \cdot u^2\left(\frac{L_c}{D}\right) \\ & + \varepsilon^2\left(\frac{\eta}{D}\right) \cdot u^2\left(\frac{\eta}{D}\right) + \varepsilon^2\left(\frac{e}{D}\right) \cdot u^2\left(\frac{e}{D}\right) + \varepsilon^2(\alpha) \\ & \cdot u^2(\alpha) + \varepsilon^2(\beta) \cdot u^2(\beta) + u_a^2 + u_{STD}^2 + u_f^2 \end{aligned} \quad (5)$$

ここで、 $u(x_i)$ はパラメータ x_i の標準不確かさを表す。また、 u_a はこれまでの検討の対象となっていないパラメータ(例えば、渦発生体の平行部と上流面のなす角度、渦発生体や測定管内面の表面荒さなど)による付加不確かさであり、 u_{STD} は

ストローハル数の測定に用いた試験設備に起因する付加不確かさである。また u_f は流れに含まれる擾乱(上流の配管要素による偏流や旋回流など)に起因する付加不確かさである。

一般に機械部品の設計には寸法許容差が用いられる。ある寸法 x_i に対して実際に製作された部品の寸法の分布を、規定寸法を頂点とし寸法許容差 $\delta(x_i)$ を推定限界とする三角形分布であると仮定すれば、その標準不確かさは、

$$u(x_i) = \frac{1}{\sqrt{6}} \delta(x_i) \quad (6)$$

で求められる¹⁷⁾。

また、前述のように試験設備により測定される流量 Q の不確かさは 0.04% であるから、これに起因するストローハル数の不確かさ u_{STD} は(1)式より

$$\frac{u_{STD}}{St} = \frac{u(Q)}{Q} = 0.0004 \quad (7)$$

である。

次に、これまでの検討の対象となっていないパラメータによる付加不確かさ (u_a) の見積もりについて述べる。3.3 節で述べたストローハル数の測定では、前述のように(5)式の右辺の最後の3項を除いた時の $u_c(St)$ が 0.00017 となるように寸法許容差を設定した。さらに、流れの条件は理想的であるので u_f は無視することができる。したがって、このときのストローハル数の合成不確かさ $u_c(St)$ は

$$u_c^2(St) = (0.00017)^2 + u_a^2 + u_{STD}^2 \quad (8)$$

となる。ここで、この測定で得られた近似直線に対する St の測定値の残差の標準偏差(0.0003)を $u_c(St)$ に等しいと仮定し、(7)式とともに(8)式に代入すると、

$$u_a = 0.00023 \quad (9)$$

$$\frac{u_a}{St} = 0.09\% \quad (10)$$

が得られる。

通常使われる包含係数 $k=2$ の拡張不確かさ u_{exp} は、

$$u_{exp}(St) = k u_c(St) = 2 u_c(St) \quad (11)$$

で求められるので、これまでに得られた値より、ストローハル数の拡張不確かさ ($k=2$) と寸法許容差は下式により関連づけられる。

$$\begin{aligned} u_{exp}^2(St) = & \frac{2}{3} \left[\varepsilon^2 \left(\frac{w}{D} \right) \cdot \delta^2 \left(\frac{w}{D} \right) + \varepsilon^2 \left(\frac{H}{D} \right) \cdot \delta^2 \left(\frac{H}{D} \right) \right. \\ & + \varepsilon^2 \left(\frac{h}{D} \right) \cdot \delta^2 \left(\frac{h}{D} \right) + \varepsilon^2(\theta) \cdot \delta^2(\theta) + \varepsilon^2 \left(\frac{\Gamma}{D} \right) \\ & \cdot \delta^2 \left(\frac{\Gamma}{D} \right) + \varepsilon^2 \left(\frac{Dc}{D} \right) \cdot \delta^2 \left(\frac{Dc}{D} \right) + \varepsilon^2 \left(\frac{Lc}{D} \right) \\ & \cdot \delta^2 \left(\frac{Lc}{D} \right) + \varepsilon^2 \left(\frac{\eta}{D} \right) \cdot \delta^2 \left(\frac{\eta}{D} \right) + \varepsilon^2 \left(\frac{e}{D} \right) \cdot \delta^2 \left(\frac{e}{D} \right) \\ & \left. + \varepsilon^2(\alpha) \cdot \delta^2(\alpha) + \varepsilon^2(\beta) \cdot \delta^2(\beta) \right] + 2 u_a^2 + 2 u_{STD}^2 \\ & + 2 u_f^2 \\ = & \frac{2}{3} \left[1.21^2 \cdot \delta^2 \left(\frac{w}{D} \right) + 0.089^2 \cdot \delta^2 \left(\frac{H}{D} \right) + 0.017^2 \right. \\ & \left. \cdot \delta^2 \left(\frac{h}{D} \right) + 0.0008^2 \cdot \delta^2(\theta) + 0.981^2 \cdot \delta^2 \left(\frac{\Gamma}{D} \right) \right. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & + 0.016^2 \cdot \delta^2 \left(\frac{Dc}{D} \right) + 0.091^2 \cdot \delta^2 \left(\frac{Lc}{D} \right) \\ & + 0.203^2 \cdot \delta^2 \left(\frac{\eta}{D} \right) + 0.034^2 \cdot \delta^2 \left(\frac{e}{D} \right) \\ & \left. + 0.0004^2 \cdot \delta^2(\alpha) + 0.0001^2 \cdot \delta^2(\beta) \right] \\ & + 1.2 \times 10^{-7} + 2 u_f^2 \quad (12) \end{aligned}$$

ただし、式中の角度の単位は度(°)である。

上式の各項で最も感度係数の大きなものは渦発生体の幅 (w/D) に関する項であるが、設計値が $D=151$ mm, $w=42.28 \pm 0.05$ mm のとき、この寸法許容差によって発生する $u_{exp}(St)$ は 0.0003 である。すなわち、 St に 0.13% の拡張不確かさが発生する。 $D \geq 100$ mm の渦流量計を通常の機械加工で実現可能な寸法許容差で設計すれば、 u_f を除いた(12)式で求められる St の拡張不確かさを 0.2~0.4% とすることができる。

3.5 本研究の結果の工業規格への適用について

Fig. 1 および Table 2 に示された寸法形状で製作された渦流量計は、(2)式ならびに(3)式で表されるストローハル数を持ち^(注1)、その拡張不確かさは(12)式で求められることが明らかになった。これらの結果により、標準設計に従って製作するだけで無校正で使用できる標準型渦流量計の工業規格を制定するための基礎が得られたが、さらに以下のような問題点が存在する。

第一に、流れに含まれる擾乱に起因する付加不確かさ u_f が不明である。上流側の配管要素に起因して発生する測定誤差は流量計測一般の問題であるが、渦流量計については流量計の構造によって上流側の配管要素の影響も大きく異なることが知られている³⁾。また、渦流量計の測定管と前後の配管の内径に差がある場合、すなわち管路内面に段差が存在する場合にも流量計の特性が変化するとされている。

次に(2)式ならびに(3)式で得られるストローハル数が適用できるレイノルズ数範囲が狭いことも問題である。近年増加している天然ガスの大口径・高圧配管では管レイノルズ数が 10^7 を越える。また、本研究で求めたストローハル数は8台の流量計を単一の試験設備で試験した結果であるので、十分な信頼性が得られているとは必ずしも言えない。

以上の問題点を解決するために、今後次のような研究を続ける予定である。

- (1) 上流側に設けられた各種の配管要素の影響を測定する。また、整流装置などで影響を低減する可能性を探る。
- (2) 渦発生体近傍に設けられた管路内面の段差の影響を測定する。
- (3) さらに多数の流量計を製作し、ストローハル数の測定を繰り返す。試験に国外の大型設備も用いることで、

(注1) 流量計の特性を表す値として実用的に用いられる K ファクタ (K) とストローハル数の関係は、下式で表される。

$$K = \frac{4}{\pi D^2} \frac{St}{w}$$

レイノルズ数を拡大し、測定の信頼性を確認する。

4. おわりに

無校正で使用できる標準型の渦流量計を開発することを目的に、多数の試験用流量計を用いて系統的かつ精密なストローハル数の測定を行った。その結果、最適な渦発生体の寸法形状とストローハル数を得た。さらに渦流量計各部の寸法許容差からストローハル数の不確かさを求める方法を明らかにし、これによって設計者が必要な測定精度に応じて寸法許容差を定めることを可能にした。これらの結果は、標準型の渦流量計に関する工業規格を制定する際に極めて重要であり、将来の流量計測全般の精度向上に結びつくことが期待できる。

本研究は計量研究所と流量計のメーカおよびユーザ(大阪ガス、オーバル、佐島インターテック、中部電力、東京ガス、トキコ、日立製作所、富士電機、山武、横河電機、以上五十音順)による共同研究として1989年に開始された。これら参加各社と共同研究の事務局である日本電気計測器工業会に謝意を表す。また、長年にわたり膨大な実験に従事した計量研究所職員内海秀雄氏に感謝する。

参 考 文 献

- 1) 山崎, 石川, 栗田: カルマン渦流量計, 計測と制御, **10**-3, 173/188 (1971)
- 2) JIS Z 8766-1989, 渦流量計による流量測定方法, 日本規格協会 (1989)
- 3) 高本, 内海, 渡辺, 寺尾: 渦流量計の性能評価と設置条件の研究, 計測と制御, **32**-8, 684/695 (1993)
- 4) ISO 5167-1 (1991), Measurement of fluid flow by means of pressure differential devices—Part 1: Orifice plates, nozzles and Venturi tubes inserted in circular cross-section conduits running full, The International Organization for Standardization (1991)
- 5) JIS Z 8762-1995, 絞り機構による流量測定方法, 日本規格協会 (1995)
- 6) 竹中, ほか: 絞り機構の設計マニュアル, 157/171, 日本規格協会 (1991)
- 7) E. A. Spencer: Progress on international standardization of orifice plates for flow measurement, Int. J. Heat & Fluid Flow, **3**-2, 59/66 (1982)
- 8) 小宮勤一: オリフィス流量計の測定精度, 日本機械学会誌, **88**-802, 1029/1034 (1985)
- 9) ISO 5168-1978: Measurement of Fluid Flow—Estimation of Uncertainty of a Flow-Rate Measurement, The International Organization for Standardization (1978). (日本語訳) 石橋雅弘: 流量測定—流量測定の不確かさの評価(1), 計量管理, **35**-10, 638/644 (1986)
- 10) ANSI/ASME PTC 19. 1-1985, Measurement Uncertainty, Supplement to ASME Performance Test Codes, Instruments and Apparatus, Part 1, P 20 (1986). (日本語訳) 日本機械学会: 計測の不確かさ, 丸善 (1987)
- 11) BIPM, IEC, IFCC, ISO, IUPAP, OIML: Guide to the expression of uncertainty in measurement, The International Organization for Standardization (1993). (日本語訳) 今井秀孝: 計測における不確かさの表現のガイド, 日本規格協会 (1996)
- 12) 山崎弘郎: 流体計測ハンドブック (川田, 他), 358, 日刊工業新聞社 (1979)
- 13) M. Ishibashi, M. Takamoto and N. Watanabe: New System for the pressurized gas flow standard in Japan, Proc. 2nd Int. Symp. on Fluid Flow Measurement, 359/371 (1990)
- 14) 高本, 石橋, 中尾: 気体流量の標準と音速ノズルの特性に関する研究, 計測と制御, **37**-6, 432/445 (1998)
- 15) 寺尾, 高本: 液体用大流量校正設備の不確かさ解析, 計測自動制御学会論文集, 投稿中.
- 16) 文献 11) (日本語訳) の p. 51.
- 17) 文献 11) (日本語訳) の p. 43.

[著 者 紹 介]

寺 尾 吉 哉 (正会員)

1983年, 名古屋大学大学院工学研究科機械工学専攻博士前期課程修了。同年, 通商産業省工業技術院計量研究所入所。95~96年, 米国標準技術研究所(NIST)客員研究員。現在, 計量研究所力学部流体計測研究室にて流量・流速の標準と計測技術の研究に従事。日本機械学会, 日本流体力学会などの会員(工学博士)。

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, 通商産業省工業技術院計量研究所入所。現在, 同所力学部流体計測研究室長。流量・流速の標準と計測技術の研究に従事。日本機械学会, 日本流体力学会などの会員(工学博士)。