531.717.082.36:532.525

空気マイクロメータ内の流体の作動*

(第 1 報, 小口径固定絞りの特性 その 1, 圧縮性を無視できる場合)

中 山 泰 熹**

Action of the Fluid in the Air-Micrometer

(1st Report, Characteristics of Small-Diameter Nozzle and Orifice
No. 1, In the Case of Compressibility Being Ignored)

by Yasutoshi NAKAYAMA

Using 5 types of rounded nozzles, 24 types of cylindrical nozzles ($l/d=0.799\sim16.520$, l : length, d : diameter) and 5 types of knife-edged orifices of 0.3 mm to 1.2 mm diameter, the discharge characteristics were investigated for Reynolds number from 550 to 10 000, using distilled water and low-pressure air.

The results are summarized:

1. Discharge coefficients, which were calculated the basis of experiments using distilled water and low-pressure air, fall on the same curves, if arranged by Reynolds number and l/d .
2. Discharge coefficients for each type of nozzle or orifice were collected and one experimental formula was worked out.
3. Downstream pressure of nozzle or orifice is reduced to a minimum at a position of about 1.2 times the pipe diameter and is recovered at about 5 times the pipe diameter.
4. Recovery rate of pressure is about $1.7m$ (m : area ratio) for rounded nozzle and $1.2m$ for others.

1. 緒 言

いわゆる空気マイクロメータの原理を用いた計測法は、精密な寸法測定への利用ばかりでなく、ひずみ計、あらさ計、動力計、回転計等に応用され、また自動計測、自動制御装置等その利用はきわめて多方面にわたっている。この計測法は第 1 図に示すごとく、計測対象物 C によって変化する一つの絞り B と、その流量を測定するもう一つの絞り A と二つの絞りから成り立っており、この絞りの間の指示圧 p_2 を計測に用いている。そしてこの指示圧を厳密にある値にきめるのは、その絞りの特性であって、正しい特性式を得るためにはその流量係数を正確に知らなければならない。

この意味において、本報告に始まる研究は、この二つの絞りの特性を明らかにし、実際の装置によく適合する特性式を求め、流体利用計測装置の設計法を確立するとともに、測定器の精度を向上する目的をもって行なったものである。

一般に正圧式にても、負圧式にても、絞り A には径 0.3~1.2 mm 程度の固定絞りをを用いている。現在までに低圧式空気マイクロメータ用固定絞りについては、差圧 500 mmAq までにつきその流量係数を求めた実験が報告されている^{(1)~(3)}が、絞りの形状、絞り比、径、長さ、測圧孔の位置、レイノルズ数等の流量係数に及ぼす影響については詳しく検討されていない。

次に一般のノズルあるいはオリフィスに関する研究は多々あるが、標準形に関するものが多く、レイノルズ数 10 000 以上、管径 50 mm 以上、開口比 0.05 以上の絞りに対してはよくきめられている^{(4)~(7)}が、小流量の測定に必要なもっと小口径ノズル、オリフィスで低レイノルズ数についての研究はあまり多くはない^{(8)~(12)}。特に円筒ノズルについての研究は少ない⁽¹¹⁾⁽¹²⁾。

第 1 図 空気マイクロメータの構造

* 昭和 35 年 3 月 18 日 東海支部第 9 期総会講演会において講演、
原稿受付 昭和 35 年 5 月 9 日。

** 正員、鉄道技術研究所(東京都港区芝海岸通り 1 の 1)。

しかもこれらの研究のうち空気マイクロメータ用絞りとして用いられるような絞り径1 mm以下のものについての研究は非常に少なく⁽⁹⁾⁽¹¹⁾, かつその目的, 使用領域, 使用状態が異なるため, その結果をただちに空気マイクロメータ用絞りに用いることは困難である.

本報告は普通計測に用いられる内径 0.3~1.2 mm の絞り 34 種類につき, 蒸留水ならびに近似的に非圧縮性流体として取扱うことのできる差圧 600 mmAq までの乾燥空気により, レイノルズ数 550~10 000 の範囲の実験にもとづいてその特性を明らかにしたものであって, その結果は液体マイクロメータおよび低圧式空気マイクロメータの特性を求めるときそのまま利用することができ, また小流量の測定, あるいは自動制御用絞り, 緩衝器, ダンパ等の漏孔の設計にも利用することができる.

2. 記 号

- G : 重量流量
 Q : 容積流量
 c : 流量係数
 c_c : 収縮係数
 c_v : 速度係数
 ζ : 損失係数
 p_1 : 絞り直前の圧力(絶対圧)
 p_2 : 絞り直後の圧力(絶対圧)
 $p_m = (p_1 + p_2)/2$: 平均圧力
 γ : 流体の単位体積当りの重さ
 γ_w : 水の単位体積当りの重さ

第2図 実験に使用した絞り

- γ_a : 空気の単位体積当りの重さ
 γ_{am} : p_m に対する空気の単位体積当りの重さ
 t : 流体の温度
 v : 絞りを通過する流速
 μ : 粘性係数
 ν : 動粘性係数
 g : 重力の加速度
 d : 絞りの直径
 D : 管の直径
 l : 絞りの長さ
 a : 絞りの断面積
 $m = (d/D)^2$: 開口比

3. 測 定 室

以下述べる実験はすべて恒温室(温度 $20^\circ \pm 0.5^\circ \text{C}$, 湿度 65%) において行なった.

4. 実験に使用した絞り

実験は第2図に示すごとく, 入口に丸みのあるノズル5種類, 円筒ノズル24種類, 薄刃オリフィス5種類, 合計34種類について行なった. 絞りは黄銅を用いて時計旋盤により精密に加工し, 穴の入口と中央部との径の差異を除くため穴をあけてから所要の長さにした. 内径は直角二方向につき, コンパレータ(精度 1μ) できわめて注意深く測定し, 各実測値の差大なるものは何回も製作しなおした. その結果一つの絞りについて径の偏差は最大1.3%, 通常0.8%以下, 円筒ノズルにて両面の径の平均値の偏差0.5%以下であった. このように穴の円度も円すい度も非常に小であったので, 径の平均値を用いて流出面積を算出した. その値を示すと第1表のごとくである.

5. 絞り取付管

ノズルおよびオリフィスは, 第3図に示すごとく, 内径6 mm, 外径12 mmの亚克力樹脂製管の端面に亚克力樹脂製のフランジをつけ, それに取付けた. この管は面が非常になめらかで, 真円度はすぐれているが, 各管の径のむらが多いので, 製造工場にて数百本の中から内径の偏差1%以下のもの数本を選び, 実験に用いた. この径は第1表に示すごとくである. これに第3図および第2表に示すごとく, 測圧孔(径0.3 mm)を上流側に11箇所, 下流側に16箇所設け, これに圧力取出し部をつけ, 内径3 mmのビニル管によりマノメータに接続した.

また測圧孔 No. 1, 6, 17, 24, 27 の位置に銅 (0.2

mmφ)-コンスタンタン (0.15 mmφ) の熱電対をもうけた。これらの温度測定点を第3図に示すごとく e, f, g, h, i とする。 e, i では熱電対を直径方向にはり、流体中心部の温度を、その他の部分では管壁から先端を 0.3 mm 程度管内にだして流体の温度を測定した。

なお絞りを取付ける際にはマイラ (厚さ 0.02 mm) をパッキンとして用いた。

6. 実験装置および実験方法

6.1 蒸留水による実験 実験装置を示すと第4図

第1表 実験に使用した絞り

形式および番号	絞り径 d mm	長さ l mm	l/d	管 径 D mm	開口比 $m = (d/D)^2$
入のル 口あ にる 丸ノ みズ	RN 1-1	0.610		6.29	0.009 4
	2	1.045		"	0.027 6
	RN 2-1	0.405		"	0.004 2
	2	0.609		"	0.009 4
	3	0.994		"	0.025 0
円 筒 ノ ズ ル	CN 1-1	0.314	1.009	3.213	6.31
	2	0.434	1.010	2.327	"
	3	0.637	0.954	1.498	"
	4	0.801	1.015	1.267	"
	5	1.004	0.948	0.944	"
	6	1.208	0.965	0.799	"
	CN 2-1	0.302	2.030	6.722	6.29
	2	0.420	2.015	4.804	"
	3	0.631	2.004	3.174	"
	4	0.806	2.009	2.493	"
	5	1.002	2.015	2.011	"
	6	1.202	2.011	1.673	"
	CN 3-1	0.290	2.989	10.307	6.33
	2	0.449	2.996	6.673	"
	3	0.619	3.001	4.848	"
	4	0.805	3.026	3.759	"
	5	1.007	2.994	2.973	"
	6	1.210	2.968	2.453	"
	CN 4-1	0.301	4.973	16.520	6.36
	2	0.402	4.977	12.381	"
	3	0.622	4.991	8.024	"
	4	0.808	5.026	6.220	"
	5	1.011	4.979	4.925	"
	6	1.203	4.993	4.151	"
薄 刃 イ ス リ	KO-1	0.434		6.29	0.004 8
	2	0.617		"	0.009 6
	3	0.801		"	0.016 2
	4	1.007		"	0.025 6
	5	1.206		"	0.036 8

のごとくである。蒸留水そう① (容積 75 l) から歯車ポンプ②によって送られた蒸留水はエバラスト・メタリックフィルタ③*を通して定圧装置④に送られ、ここで一定水頭になった水は、径 12 mm のビニル管⑤によって途中弁⑥をへて、絞り取付管⑦に送られる。そのあとに弁⑧をもうけ、常に下流側にわずかに圧力がかかっているようにした。絞りの上流および下流の圧力分布はマノメータ⑨により測定した。マノメータには内径 6 mm のゲージ用ガラス管を用いたが、この内径の偏差は最大 $\pm 2.5\%$ であった。管中の水が毛管引力によって液面上昇する高さ h は、 d_g をガラス管の内径とすると、 $h = 30/d_g$ (h, d_g とともに mm)⁽¹⁸⁾ であるから、この指示圧の誤差は最大 ± 0.1 mm である。

絞り直前、直後の圧力 p_1, p_2 にはドイツ規格になり測圧孔 No. 11, 12 の圧力を用い、この差圧を正確に所定の圧力とした。実験は水頭 3 m まで行なった。径 0.3, 0.4 mm の絞りについてはこのほかに歯車ポンプで直接水压をかけることにより水頭 23 m まで実験した。

上流および下流の各点の温度は熱電対とミリボルトメータ (2 mV) により測定した。

第2表 測定孔の位置

測 圧 孔 No.	位 置 L_1 mm	測 圧 孔 No.	位 置 L_2 mm
1	600	12	1
2	360	13	1.5
3	180	14	3
4	60	15	4.5
5	18	16	6
6	12	17	9
7	9	18	12
8	6	19	15
9	4.5	20	18
10	3	21	24
11	1	22	30
		23	36
		24	42
		25	60
		26	120
		27	180

L_1 : 絞り前面より上流方向への距離

L_2 : 絞り後面より下流方向への距離

第3図 絞り取付装置

* このフィルタのエレメントは球形の金属粒子を炉の中で焼結したものですきまの大きさ 5μ のものを使用した。

6.2 低圧空気による実験 実験装置を示すと第5図のごとくである。圧力空気は水そう①(20°C)に入れたジャ管②, フィルタ③, ⑤, デハイドレータ④(シリカゲルを用いた空気乾燥装置), 自動圧力調整器⑥, 微動圧力調整弁⑦, エバラスト・メタリックフィルタ⑧(すきまの大きさ2 μ)をへて, 絞り取付管⑨におくった。絞り取付管を出た空気は, 水そう⑩の中に倒立したメスシリンダ⑪に捕集し, 流量を測定した。絞りの上流および下流の圧力分布は水マノメータ⑫(内径10mm ゲージ用ガラス管)により測定し, p_1 , p_2 には蒸留水の場合と同様測圧孔 11, 12 の圧力を用い, その差圧を微動圧力調整弁⑦により正確に所定の圧力に調整した。実験は 600 mmAq まで行なった。なおこのマノメータのガラス管の内径の不同による水面のぼらつきは最大0.1 mm である。絞りを通過した空気の湿度をミニマ鋭感湿度計⁽¹⁴⁾にて測定したところ, 10% 以下で乾燥空気と考えてよい状態にあった。

7. 実験結果の整理方法

非圧縮性流体が絞りを通って単位時間に噴出する容積は次の式で表わされる。

$$Q = ca\sqrt{\frac{2g(p_1 - p_2)}{\gamma}} \quad \text{.....(1)}$$

低圧空気の場合は γ_{am} を用いる。 c は実験的に定めなければならない。本実験の場合はいわゆるもぐりオリフィスで表面張力の影響はない⁽¹⁵⁾から, c に影響を及ぼすと思われる因子として γ , μ , ν , $(p_1 - p_2)$, D ,

d , l が考えられる。これから II 定理により5個の無次元積が得られる。すなわち

$$c = \varphi \left\{ \frac{vd}{\nu}, \frac{l}{d}, \frac{d}{D}, \frac{(p_1 - p_2)}{\gamma d} \right\} \quad \text{.....(2)}$$

d/D は近寄り速度の増加として c に影響を及ぼすがその大きさは $1/\sqrt{1 - c_e^2 m^2}$ で表わされる⁽¹⁶⁾。本実験の場合 m の最大値は 0.04 であるから, d/D の影響は全くないとしてよい。なお $(p_1 - p_2)/\gamma d$ も本実験ではほとんど影響が認められないので, これらの項をはずき次式を得る。

$$c = f \left(\frac{vd}{\nu}, \frac{l}{d} \right) = f \left(R_e, \frac{l}{d} \right) \quad \text{.....(3)}$$

本実験では(1)式により c を求め, (3)式により整理した。なお計算に便利のようにレイノルズ数には $R_e = d\sqrt{2g(p_1 - p_2)}/\gamma\nu$ を用いた。

低圧空気の場合, メスシリンダで測定した容積流量を Q , その単位体積当りの重さを γ_a とすると, (1)式は次のごとくなる。

$$Q \frac{\gamma_a}{\gamma_{am}} = ca\sqrt{\frac{2g(p_1 - p_2)}{\gamma_{am}}} \quad \text{.....(4)}$$

前述のごとく, 絞りを通る空気は乾燥空気と考えてよいので, γ_{am} の計算は次式によって行なった。

$$\gamma_{am} = 1.2931 \times \frac{273}{273 + t_1} \times \frac{h_m}{760} \text{ kg/m}^3 \quad \text{.....(5)}$$

t_1 は絞り上流の空気の温度 °C を, h_m は p_m を 0°C の水銀柱の高さ mm で表わした値である。

メスシリンダ内の空気は飽和空気と考え, γ_a は(5)式における h_m の代りに $h_s - \varphi F$ を用いた次の式により求めた。

第4図 実験装置(蒸留水)

第5図 実験装置(低圧空気)

$$\gamma_a = 1.2931 \times \frac{273}{273 + t_3} \times \frac{h_3 - \varphi F}{760} \quad \text{kg/m}^3 \quad \dots\dots\dots (6)$$

ここに t_3 はメスシリンダ内の空気温度 $^{\circ}\text{C}$, h_3 は大気圧 mmHg (0°C に換算した値), φ は相対湿度 (ここでは 1 とした), F は温度 t_3 における飽和水蒸気の圧力 mmHg⁽¹⁷⁾ とする.

8. 実験結果とその考察

8.1 流量係数 8.1.1 入口に丸みのあるノズル

実験結果より R_e と c との関係を図示すると第 6 図のごとくなる. レイノルズ数が大となるに従って c は一定値に近づくが, この実験範囲では c はまだやや増加しつつある. 第 6 図より実験式を求めると (7) 式を得る.

$$c = 0.589 R_e^{0.05} \dots\dots\dots (7)$$

$800 < R_e < 8000$ に対してこの実験式よりの実測値のばらつきは最大 3% 程度である.

8.1.2 円筒ノズル 実験結果より l/d を変数として, $\log R_e$ と c との関係を図示すると第 7 図のごと

第 6 図 入口に丸みのあるノズルの流量係数

第 7 図 円筒ノズルの流量係数

第 8 図 レイノルズ数が裕度限界以上の場合の c と l/d との関係

くなる。レイノルズ数が大となると c の値は一定となり、あるいは一定値に近づいている。この c の値を l/d について図示すると第8図のごとくなる。小口径円筒ノズルの実験結果がないので径が少し大きいけれども W. Könnicke⁽¹⁸⁾ および A. L. Jorisen と H. T. Newton⁽¹⁹⁾ の実験結果を記入しておいた。第8図を見ると l/d の小なる場合は l/d の増加とともに流量係数は急に増大し、 $l/d=1.5$ 付近にて $c=0.817$ に達し、それより l/d が大きくなるとしだいに減少している。ただ $l/d=0.799$ ($d=1.2, l=1$), $l/d=0.944$ ($d=1, l=1$) の場合、水では流量係数が2種類に分かれ、不安定な現象を生じたが、空気ではこの現象は認められなかった。

第8図より $1.5 < l/d < 17$ にて、(8) 式を得る。

$$c = 0.868 - 0.0425(l/d)^{1/2} \dots\dots\dots (8)$$

この実験式は実験値との誤差 1% 以下である。

(8) 式の範囲を直線で近似させると、(9) 式のごとくなる。この式を用いても誤差 1.5% 以内である。

$$c = 0.819 - 0.00791 l/d \dots\dots\dots (9)$$

次に第7図に示した c の値が R_e ならびに l/d によって大きく変化する領域について考えてみる。 R_e の大なるところで第8図のごとき配列となった c の値も R_e 小となるに従って、縮流現象も少なくなり、 $R_e < 1000$ となるとすべて l/d の順にならぶようである。

いま $1.5 < l/d < 17$ なる範囲について実験式を導いてみる。 $\zeta = \{(p_1 - p_2)/\rho\} / (v^2/2g) = 1/c^2$ の関係から、実測値より R_e を変数として $\sqrt{\zeta \cdot R_e}$ と l/d の関係を求めると (10) 式を得る。

$$\sqrt{\zeta \cdot R_e} = A(l/d) + B \dots\dots\dots (10)$$

R_e との関係から A, B を決定すると (11) 式を得、それより (12) 式を得る。

$$\sqrt{\zeta \cdot R_e} = \frac{17.11}{R_e^{1/3}} \frac{l}{d} + 1.65 R_e^{2.8/6} \dots\dots\dots (11)$$

$$c = \frac{R_e^{5/6}}{17.11 l/d + 1.65 R_e^{4.8/6}} \dots\dots\dots (12)$$

(12) 式よりの c の値と実測値とを比較し、おもな

値につき図示すると第9図のごとくなり、 $1.5 < l/d < 17$, $550 < R_e < 7000$ の範囲で誤差最大 2.8%, 大部分 2% 以内である。

次に (12) 式の右辺に $R_e=7000$ をいれ c を計算し、(8) 式あるいは(9) 式と比較するとよく連続していることがわかる。

8・1・3 薄刃オリフィス 実験結果より R_e と c との関係を図示すると、第10図のごとく $R_e=5000$ 付近から一定値 0.63 となる。径が小さいので標準形オリフィスの結局的流量係数 $c=0.593$ より大きくなっている⁽²⁰⁾。第10図より $800 < R_e < 5000$ に対して実験式 (13) を得る。

$$c = \frac{0.964}{R_e^{0.05}} \dots\dots\dots (13)$$

この実験式よりの実測値のばらつきは 2% 程度である。

第9図 円筒ノズル流量係数の実験式よりの計算値と実測値との比較

第10図 薄刃オリフィスの流量係数

8.2 圧力分布 絞り上流では圧力の差はない。絞り下流の圧力分布の一例を示すと第 11 図のごとくであり、いずれの場合も絞り後面より管径の 1.2 倍付近で最低の圧力となり、5 倍付近で回復を終わっている。圧力回復率 (回復圧力と差圧との比) は絞りの形によっておおむねきまるようであって、入口に丸みのあるノズルでは $1.7m[m=(d/D)^2]$ 、円筒ノズルでは $l=1.2\text{ mm}$ で 1.3 m 、 $l=3\text{ mm}$ で 1.2 m 、 $l=5\text{ mm}$ で 1.0 m 、薄刃オリフィスでは 1.2 m 程度である。

8.3 測圧孔の位置の c に及ぼす影響 圧力回復後の圧力を p_2' とすると、前項により

$$p_2' = p_2 + bm(p_1 - p_2)$$

ゆえに

$$p_1 - p_2 = \frac{p_1 - p_2'}{1 - bm} \quad (14)$$

ここに b は定数で近似的に入口に丸みのあるノズルでは 1.7, その他の絞りでは 1.2 と考えてよい。したがって測圧孔を絞り後面より管径の 5 倍以後にとるときは, (1) 式に (14) 式を代入して計算すればよい。しかし (1) 式より c の誤差は差圧の誤差の 1/2 であるから, c の誤差 1% まで許すとすれば, 前項によりたとえば円筒ノズルでは $m=0.02$ までは測圧孔の位置は考慮する必要はない。

8.4 初流区域損失 円筒ノズルについて初流区域の損失を考えてみる。 $\zeta = \{(p_1 - p_2)/\gamma\} / (v^2/2g) = 1/c^2$

第 11 図 管壁における圧力分布

より $c=f(R_e, l/d)$ であるから $\zeta=\varphi(R_e, l/d)$ となる。Poiseuille の粘性による圧損 P_f に対しては $(P_f/\gamma)/(v^2/2g)=64/R_e \cdot l/d$ となり, いま実測値より ζ を計算し, これから $(P_f/\gamma)/(v^2/2g)$ を引いた付加損失係数を ξ とし, ξ と $l/d \cdot R_e$ との関係を層流領域 ($cR_e < 2300$, ただし $R_e = d\sqrt{2g(p_1 - p_2)}/\gamma$) の実測値について図示すると第 12 図のごとくなる。 ξ は圧力エネルギーが速度エネルギーに変化される損失, 速度分布が変化するための余分のエネルギー損失と入口損失との和を表わす。同図の点線と実線はそれぞれ Schiller⁽²¹⁾ および Atkinson と Goldstein⁽²²⁾ による理論値を示す。 $l/d \cdot R_e$ の値が小なる間は Schiller の理論値よりも損失が大である。これは l/d が小さいか, あるいは R_e が大なる場合には, 縮流のために入口直後に変換される速度エネルギーの量が, 入口速度分布一様と考えた場合よりも大なるためと思われる。

$l/d \cdot R_e$ が 0.01 付近より大となると, Atkinson と Goldstein の理論値に近づき, それよりやや少ない損失となり, 前に銅製毛管で実験を行なった場合 $l/d \cdot R_e > 0.063$ で一定値となった 2.36⁽²³⁾ に近づくようである。このように入口に丸みのない管による実験値も入口の速度分布一様と考えた理論値とおおむね等しくなるのは, 入口に丸みのない管では入口に流体が近寄るための層流損失とはく離による粘性圧損の減少と打消し合い⁽²⁴⁾, また縮流のため入口直後では運動のエネルギーは増大しているが, 助走区域内の速度分布の変化に対して余分に費される損失は, 入口の速度分布一様と考えた理論値とあまり変化しないためと思われる。

なお乱流の場合はこの曲線からそれる。

8.5 空気マイクロメータとしての使用領域 空気マイクロメータの特性の近似直線範囲を指示圧と初圧の比で 0.4~0.9 とすると, 500 mm 水柱形では 200~450 mmAq の範囲にあたり, 径 0.3~1.2 mm の絞りをを用いたとすると $R_e \approx 1000 \sim 7000$ となり, 従来一定と仮定されていた流量係数も相当広範囲にわたって変化していることがわかる。

9. 結 論

空気マイクロメータ用固定絞りにつき, 蒸留水および低圧空気を用いて精密な実験を行ない, その特性を明らかにすることができた。すなわち

(1) 蒸留水と低圧空気を用いた実験により求めた流量係数を R_e と l/d により整理すると同一曲線にのる。

(2) 各形の絞りの流量係数はそれぞれ一つの実験式によって表わすことができた。

(3) 絞り下流の圧力は管径の5倍付近で回復し、その回復率は絞りの形によって異なる。

(4) 円筒ノズルの初流区域損失を明らかにすることができた。

(5) 小口径絞りでは円筒ノズルが他の絞りに比較して、製作容易で、流量係数の信頼度も高く、すぐれた特性を有している。しかし液体を用いる場合は $l/d < 1.3$ のものは流量係数不安定となるから使用しないがよい。

終りに臨み本研究について終始指導助言を賜った早稲田大学 沖名誉教授、鉄研 中村研究室長ならびに貴重なる教示を賜った都立大学 岩浪教授、またともに実験を行ないその整理につき誠心援助いただいた鉄研 遠藤英男氏、当時千葉工大学生 三浦 熙君に対し、厚く感謝の意を表する。

文 献

- (1) 石原, 精密機械, **13**, 10, 11, 12 (昭 22-10, 11, 12), 80.
- (2) 上岡, 山口大学工学部学報, **2**, 1 (昭 26), 45.
- (3) 小林, 電気試験所彙報, **16**, 12 (昭 27-12), 946.
- (4) *Regeln für die Durchflussmessung mit genormten Düsen, Blenden und Venturidüsen*, DIN 1952, VDI-Durchflusssmessregeln, 6. Ausgabe, (1948).
- (5) *Fluid Meters, Their Theory and Application*, Report of the ASME Special Research Committee on Fluid Meters, 4th Edition, (1937).
- (6) *Flow Measurement*, British Standard Code, B.S. 1 042, (1943).
- (7) JIS B8302 (1954).
- (8) H.R. Linden & D.F. Othmer, *Trans. ASME*, **71**, 7 (1949), 765.

第 12 図 初流区域付加損失係数

- (9) H.P. Grace & C.E. Lapple, *Trans. ASME*, **73**, 5 (1951), 639.
- (10) H.W. Iversen, *Trans. ASME*, **78**, 2 (1956), 359.
- (11) 岩浪, 機械学会論文集, **18**, 66 (昭 27-2), 52.
- (12) 田中, 機械学会論文集, **19**, 85 (昭 28-9), 107.
- (13) 沖, 水力学, (昭 23), 20, 岩波書店.
- (14) 芝, 高分子, **7**, 70 (昭 33-1), 72.
- (15) 板谷, 水力学(昭 34), 85, 日本機械学会.
- (16) 前掲, (13), 99 ページ.
- (17) 蒸汽表および線図 (昭 25), 日本機械学会.
- (18) W. Könnicke, *ATM*, **91** (1939-1), T-2-4.
- (19) A.L. Jorissen & H.T. Newton, *Trans. ASME*, **74**, 5 (1952), 825.
- (20) 前川, 機械学会論文集, **3**, 12 (昭 12-8), 244.
- (21) L. Schiller, *Z. AMM*, **2**, 2 (1922), 96.
- (22) S. Goldstein, *Modern Developments in Fluid Dynamics*, **1** (1938), 307, Oxford University Press.
- (23) 中山, 遠藤, 機械学会論文集, **24**, 145 (昭 33-9), 658.
- (24) 岩浪, 第 120 回講習会教材(昭 34-5-28), 85.

学術会議・馬力存続の答申

メートル法による内燃機関の工学単位は昭和 37 年以降「キロワット」一本に統一され、馬力単位は使用できないことになっていることに対し、関連業界は昨年末以来、馬力単位存続を強く主張して、政府、学界に働きかけていたが、同問題解決のために通産省が学術会議に諮問していた、その答申がこのほど出された。

同答申案の内容は①キログラムメートル毎秒を工率の計量単位として、馬力をその補助単位としてそれぞれ認めることが適当である。②馬力定義については在来の規定をそのまま存続することが適当であると考え。③なお、馬力は世界のおもな国がこれを使用しな

くなる場合には廃止することとする。というもので、内燃機関関連業界があげて主張していた馬力単位の存続を全面的に認めたものである。

通産省としても関連業界の陳状および学術会議の答申の結果が馬力単位存続に一致したので、メートルの工率単位に馬力単位を存続するという基本方針を固め選挙後の通常国会でメートル法の一部改正を行ない、業界の希望どおり馬力単位存続をはかることになった。なお馬力にはフート・ポンド法による英馬力および 75 kg m/s を 1 馬力とする仏馬力の二つがあるが、この場合の馬力とは仏馬力のほうをいう。(服部敏夫)