エジェクタ形ノズルを有する 空気マイクロメータの研究[†]

(静特性について)

鈴木 善 雄*

Studies on a Pneumatic Micrometer with an Ejector Type Nozzle
(on Static Characteristics)

Yoshio SUZUKI*

This paper describes the static characteristics of a pneumatic micrometer with an ejector type nozzle. This type nozzle is a unit which consists of the nozzle, the output port and the supply port set up at a very near position from the nozzle.

From experimental results, it was found regarding static output characteristics that the output flow rates and the output pressures became negative when the nozzle-flapper gaps became large, and regarding transfer characteristics, that the linearity was better than on that of the thickness comparator type pneumatic micrometer with a single nozzle.

A theoretical analysis was presented for the low supply pressure case, assuming that the pressure at the jet impinging part rose because of the momentum change of the jet impinging on the nozzle and the flapper. Then it was evident that a parameter λ_0 , which related to the pressure at the jet impinging part, explained the character of the ejector type nozzle and equaled approximately 0.36 when the design was done well.

The theoretical results showed a good agreement with the experimental results. The author gave a criterion for the design of an ejector type nozzle. This nozzle will be profitable as a pneumatic sensor, particularly when we need a large output flow rate for low loads, and it has wide applicability.

1. 緒 言

純流体比例素子の動特性解析のための空気式正弦波信号発生器として、1噴口厚み計形空気マイクロメータ

タを利用するものがある。この場合、出力信号の線形性および周波数特性が優れていること、および出力流量変換特性の大きいことが必要とされる。線形性を得るためには、山本¹⁾はベローおよびばねによるフィードバック機構を用いて行なっているが、この形式のノズル系ではノズル背圧室の容積が小さくできないので、数 Hz 以上の高周波の発振がむずかしいため、純流体素子の動特性試験には不利である

そこで、背圧室の容積を小さくするために、供給口、ノズルおよび出力口を一体化し、さらに供給口をノズルに非常に近づけたノズル（以後エジェクタ形ノズルと称す）を試作²⁾したところ、興味ある特性を有することがわかった。すなわち、出力特性（出力流量—出力圧力）においてノズルとその対向面との隙間が大になると負圧および逆流量となる範囲があること、ならびに変換特性（ノズルとその対向面との隙間—出力流量（圧力））において高負荷のときの圧力変換特性のみならず、低負荷のときの流量変換特性の線形性がよく、かつそれらの倍率が大きいことである。

このエジェクタ形ノズルは衝突形純流体比例素子のコレクタ部と同じ構造であり、また O. Brychta³⁾が Small Ejector として発表しているものと類似している。しかし、これらの研究においては、特性の理論解析はなされていない。本報では、エジェクタ形ノズルを厚み計形マイクロメータに用いたとき、内部の流れにおいて噴流の衝突モデルを設定して噴流衝突部の圧力上昇が噴流の衝突による運動量変化に基づくものとして、非圧縮性流れの場合の静特性を理論的に解析し、実験結果と比較して設計基準を考察している。

2. 実験方法およびその結果

供試ノズルの構造を Fig. 1 に示す。(a)は従来のものを一体化したものであり、(b)がエジェクタ形ノ

[†] 第 11 回計測自動制御学会学術講演会で発表（昭 47・8）

* 福井大学工学部 福井市文京 3-9-1

* Faculty of Engineering, Fukui University, Fukui
(Received May 2, 1973)

ズルである。また、Table 1 に供試エジェクタ形ノズルの各部寸法を示す。なお普通ノズルについては、 $D_s=0.10, 0.15, 0.20$ cm, $D_n=0.15, 0.20, 0.30$ cm のものを作り、組合せて用いた。

出力特性はノズルをその対向面に垂直に移動するテーブルを有するトラバース装置に取付け、マイクロメータにてノズルとその対向面との隙間を変え、これに対する出力流量、出力圧力を測定することによって求めた。供給流量および出力流量はロータメータあるいは熱線流速計を用いた流量計にて測定し、また、出力圧力は出力口に取付けた 0.5 mm ϕ の圧力取出口により水柱マノメータに導びき測定した。出力口には適当な負荷を与える絞抵抗を取付け、種々の負荷に対して出力特性を測定した。なお、供給圧力は、実験中は減圧調整弁にて一定圧力となるようにした。

Fig. 2 および Fig. 3 に、それぞれ 1 噴口厚み計形ノズルおよびエジェクタ形ノズルを用いた空気マイクロメータの特性の典型的な例を示す。ノズルとその対向面との隙間 H 一定線が点線で示されている。(a) は出力流量—出力圧力特性を示し、(b) はノズルとその対向面との隙間流量—出力圧力特性を示している。

出力流量—出力圧力特性曲線において、隙間一定を示す点線は Fig. 2 の 1 噴口厚み計形ノズルでは不揃

Table 1

Nomenclature

- A : Cross-sectional area, cm²
 C_e : Ratio of the entrainment flow to the supply flow
 C_m : Ratio of the momentum
 D : Diameter of the cross section, cm
 H : Gap between the nozzle and its counter face, cm
 K : Constant
 L : Length or distance, cm
 L_{sn} : Distance from the nozzle to the supply port, cm
 M : Momentum, kg
 P : Pressure, kg/cm²
 Q_e : Entrainment flow rate, cm³/s
 Q : Flow rate, cm³/s
 R_{θ}^* : Reynolds' number at $P_0=0$, $Q_0=0$
 r : Radius from the center axis of the jet, cm
 u : Flow velocity cm/s
 α : Flow coefficient
 ν : Coefficient of kinematic viscosity, cm²/s
 ρ : Fluid density, kg·s²/cm⁴
 θ : Angle of the nozzle, rad
 ϕ : Angle, rad
 ζ : Ratio of the recovery pressure to the energy of return flow
 λ_0 : Coefficient which shows the pressure recovery induced by the impinging jet

Subscript

- b : Low pressure region of the nozzle back pressure chamber
 n : Nozzle
 r : Return flow
 $11'$: Control surface at section 11'
 $22'$: Control surface at section 22'
 o : Output port
 s : Supply flow

Fig. 1 Nozzle element

Table Dimensions of Ejector type Nozzles

No.	110139	110170	110205	150205	150300	155205	155300
D_s	0.110	0.110	0.110	0.150	0.150	0.155	0.155
D_n	0.139	0.170	0.205	0.205	0.300	0.205	0.300
D_{no}	0.257	0.320	0.372	0.372	0.421	0.372	0.421
L_{sn}	0.241	0.241	0.255	0.549	0.520	0.249	0.220
L_n	0.177	0.170	0.131	0.131	0.179	0.131	0.179

いであるが、Fig. 3 のエジェクタ形ノズルではほぼ等しい間隔で同様な形をしている。すなわち、エジェクタ形ノズルでは、変換倍率が隙間の比較的広範囲ではほぼ一様であり、かつ負荷が変化してもその傾向が保たれている。とくに低負荷における流量変換特性がよいことは、流量を出力信号として用いたいときに有利である。

つぎに、ノズルとその対向面との隙間流量—出力圧力特性曲線においては、エジェクタ形ノズルの場合、隙間一定線は隙間が小さいところでは縦軸にほぼ平行で、かつほぼ等しい間隔である。すなわち、ノズルとその対向面との隙間流量は、負荷のいかにかわらずほぼ一定で、隙間 H にほぼ比例して増加する。したがって、出力流量が隙間にほぼ比例するようになるものと思われる。

Fig. 3 に見るように、エジェクタ形ノズルでは負の出力圧力および出力流量となる領域が存在することが特長で、それらが零となるとききのノズルとその対向面との隙間は負荷が変化しても変わらないが、ノズルの形状寸法（ノズル直径、供給口直径、ノズルと供給口間距離など）および供給圧によって異なる。

3. 理論解析

3.1 ノズル室内の流れ

空気マイクロメータの供給口など、絞り部の上流と下流との圧力差が 0.2 kg/cm^2 程度であれば、絞り部の流れにおいて実用上密度変化を無視してよい。そこで、本報では非圧縮性流の場合について解析する。ノズル室内の流れは供給口からの噴流が周囲の流体を巻き込み、ノズルとその対向面に衝突し、一部はノズルとその対向面との隙間から流出し、他は逆流する。巻き込みのためノズル室内は低圧となり、噴流衝突部の圧力は運動量変化により上昇する。一方、逆流する流れによって、出力口の在る部分の圧力も上昇すると考えられる。

まず、供給口からの流量は、出力口からの流出量とノズルとその対向面との隙間からの流出量に等しいから、次式を得る。

$$Q_s = Q_n + Q_0 \quad (1)$$

つぎに、供給口からの流量は次式で与えられる。

$$Q_s = \alpha_s A_s \sqrt{2(P_s - P_b)/\rho} \quad (2)$$

ここに流量係数 α_s は塚原⁴⁾によれば $2\alpha_s^2 \approx 1$ とす

a) $Q_o - P_o$ characteristics

b) $Q_n - P_o$ characteristics

Fig. 2 Output characteristics of a usual type element when changing the load and the gap between the nozzle and its counter face.

P_s : $0.113 \text{ kg/cm}^2 G$, D_s : 0.092 cm , D_n : 0.205 cm .

●; Blocked load ($D_0=0 \text{ cm}$), ○; $D_0=0.07 \text{ cm}$, ⊖; $D_0=0.14 \text{ cm}$, ○; Open Load ($D_0=0.4 \text{ cm}$)

る。なお、供給口からの噴流の平均流速は $u_s = Q_s/A_s$ で定義する。

さて、ノズルとその対向面との隙間の流れおよび出力口の流れは、それぞれ空気マイクロメータの1噴口厚み計形ノズルおよび管孔形ノズルの流れと考えられる。これらについて塚原⁴⁾の理論を用いれば、次式を得る。

$$P_n = \frac{6\rho\nu}{\pi H^3} \left\{ \log \left(\frac{D_{n0}}{D_n} \right) \right\} Q_n + \frac{27}{35} \frac{\rho Q_n^2}{(\pi D_{n0} H)^2} \quad (3)$$

$$P_0 = \frac{32\rho\nu L_0}{D_0^2} \frac{Q_0}{\pi D_0^2} \pm \rho \left(\frac{Q_0}{\pi D_0^2} \right)^2 \begin{cases} (+: Q_0 \geq 0) \\ (-: Q_0 < 0) \end{cases} \quad (4)$$

ここに、式(3)および(4)の右辺の第1項および第2項は、それぞれ流れの場合における圧力降下の粘性項および慣性項を表わす。

上式中の P_b, P_n, P_0 は、通常の厚み計形ノズルを使用した空気マイクロメータではノズル室内の圧力は一樣であるとして扱われるから、静特性はこれらの諸式により計算される。エジェクタ形ノズルを使用したものではこの仮定は適用できないと思われるので、以下に述べるように取扱う。

3.2 噴流衝突部圧力

噴流衝突部の圧力は、供給口からの噴流がノズルに衝突し、一部はノズルとその対向面との隙間から流出し、他は逆流する際の運動量の変化に基づくものと考えられる。Fig. 4 に示す衝突噴流の流れのモデルにおける検査面 12344'3'2'1' をを考え、つぎの仮定をおく。

- 1) 流れは軸対称とし、噴流は偏向しない。
- 2) 供給口から断面 11' に至るまで、噴流は自由噴流として振舞うが、簡単のため断面 11' での流量と運動量がそれぞれ等しい一様流速をもつ噴流として扱う。Fig. 4 における r_s はその噴流の半径を示す。
- 3) 断面 11' と供給口との距離は、逆流流量が断面 11' での流量とノズルとその対向面との隙間流量との差に等しくなるところとする。
- 4) 面 12 から逆流する流れは、大きさは断面 11' での平均流速に等しく、方向は面 12 に垂直である。
- 5) 面 44' での流速は、 $u_n = Q_n/A_n$ で一様である。
- 6) 圧力分布は、面 11' では P_b で一様、面 12 では P_b から P_n まで変化すると考えられるが、 $(P_b + P_n)/2$ で一様、面 2344'3'2' では P_n で一様である。
- 7) 面 234, 2'3'4' での粘性摩擦力は、他の力に比して小さいとして無視する。

仮定(2)から

a) $Q_0 - P_0$ characteristics

b) $Q_n - P_n$ characteristics

Fig. 3 Output characteristics of a new type element when changing the load and the gap between the nozzle and its counter face.

P_s : 0.113 kg/cm²G, Element No. 110205, D_s : 0.110 cm, D_u : 0.205 cm.

●; Blocked load ($D_0=0$ cm), ○; $D_0=0.08$ cm, ⊙; $D_0=0.12$ cm, ○; Open load ($D_0=0.4$ cm)

$$Q_{11'} = Q_s(1 + C_e) = A_{11'} \bar{u}_s,$$

$$M_{11'} = \rho Q_{11'} \bar{u}_s = C_m \rho Q_s u_s,$$

より

$$\bar{u}_s = \{C_m / (1 + C_e)\} u_s \quad (5)$$

ここに C_e, C_m は供給口出口における噴流流速分布を一樣とし、供給口からの位置 L での円筒噴流の流速分布を多項式近似として次式にて定義する。

$$C_e = \left\{ 2\pi \int_0^{r_c + r_{em}} u r dr - Q_s \right\} / Q_s, \quad Q_s = u_s A_s,$$

$$C_m = \rho \left\{ 2\pi \int_0^{r_c + r_{em}} u^2 r dr \right\} / M_s, \quad M_s = \rho u_s^2 A_s,$$

ここに流速分布 $u = \{u_s; (r_c \leq r), u_s \{1 - 3.5(r - r_c)^2 / r_{em}^2 + 2.5(r - r_c)^3 / r_{em}^3\}; (r_c + r_{em} \geq r > r_c)\}$, $r_c = d_s/2 \{1 - L/L_0\}$, $r_{em} = 1.322 D_s L/L_0$, $L_0 = 5 D_s$.

また、仮定(3), (4), (5)より、

$$Q_r = Q_{11'} - Q_n = C_e Q_s + Q_0 = A_r \bar{u}_s \quad (6)$$

ここに A_r は逆流面積である。なお、断面 11' までの距離が $L_{sn} + L_n$ 以上となるときは $L_{11'} = L_{sn} + L_n$ とした。

さて、運動量の理論より次式を得る。

$$-P_b \{A_{22'} - A_r \sin(\pi - \varphi)\} - \frac{P_b + P_n}{2} A_r \sin(\pi - \varphi)$$

Fig. 4 Flow model

a) Calculated curves of eq (10) and (11).

b) Output characteristics

Fig. 5 Calculated output characteristics of an ejector type nozzle

$$+ P_n A_{22}, \\ = \rho Q_{11} \bar{u}_s - \rho Q_r \bar{u}_s \sin(\pi - \varphi) - \rho Q_n \bar{u}_n \quad (7)$$

ここに

$A_{22} = \pi R_{22}^2$, $R_{22} = D_n/2 + \sqrt{23/2} \cos(\pi - \theta)$, $\sqrt{12/23}$ はそれぞれ 12, 23 の長さである. また, 角度 φ はノズルの寸法によって 3 つの場合が考えられる. すなわち,

$$\varphi = \left[\theta + \frac{\pi}{2}; \left(\varphi \leq \frac{\pi}{2} + \theta \right), \arctan\left(\frac{12}{23}\right) + \theta; \right. \\ \left. \left(\frac{\pi}{2} + \theta < \varphi \leq \frac{3}{2}\pi \right), \frac{3}{2}\pi; \left(\frac{3}{2}\pi < \varphi \right) \right].$$

3.3 出力圧力

出力口のある部分の圧力は, 逆流の運動エネルギーの一部と考えられるから, ζ を比例係数とすると

$$P_0 - P_b = \zeta \rho (Q_r/A_r)^2/2 \quad (8)$$

とおける. 式 (5), (6) を用いると

$$P_0 - P_b = \zeta \rho \{C_m/(1+C_e)\}^2 Q_s^2/2 \quad (9)$$

3.4 計算結果

以上の諸式により出力特性, 変換特性などが計算される. 式 (1), (2), (3), (5), (6), (7) より P_0, P_b, P_n, Q_r, Q_s を消去し整理すると, ノズルとその対向面との隙間の流れに関する次式を得る.

$$\{\alpha_0/(9h)^2 + \alpha_0'\} q_n^3 + \{\beta_0/(9\sqrt{K_n}h)^3 \\ + \{\beta_1/(9h)^2 + \beta_1'\} q_0\} q_n^2 \\ + \{\gamma_0 + \gamma_1 q_0/(9\sqrt{K_n}h)^3 + \gamma_2 q_0^2\} q_n \\ + \delta_1 q_0 + \delta_3 q_0^3 = 0 \quad (10)$$

ここに $q_n = Q_n/Q_s^*$, $q_0 = Q_0/Q_s^*$, $h = HD_{n0}/2D_s^2$, $K_n = 0.0115(2D_s/D_{n0})\{R_e^*/\log(D_{n0}/D_n)\}^{2/3}$, $\alpha_0 = \beta_0 = -\gamma_0 = 1$, $\alpha_0' = 1 - (\Phi_1 - 1/a_n)/B$, $\beta_1 = \gamma_1 = -\delta_1 = 1 + \Phi'/B$, $\beta_1' = 3 + \{\Phi' - 3\Phi_1 + \Phi + 1/a_n\}/B$, $\gamma_2 = 3 + \{2\Phi' - 3\Phi_1 + 2\Phi\}/B$, $\delta_3 = 1 + (\Phi' - \Phi_1 + \Phi)/B$, $\Phi = C_m \sin(\pi - \varphi)/(1+C_e)$, $\Phi_1 = C_m - C_m C_e \sin(\pi - \varphi)/(1+C_e)$, $\Phi' = (1+C_e) \sin(\pi - \varphi)/2C_m$, $B = a_{22} - C_e \Phi'$, $a_n = A_n/A_s$, $a_{22} = A_{22}/A_s$, $R_e^* = (D_s/\nu)\sqrt{2P_s/\rho}$, $Q_s^* = \alpha_s A_s \sqrt{2P_s/\rho}$

ノズルとその対向面との隙間 H をパラメータとして種々の Q_0/Q_s^* について式 (10) を計算した結果を Fig. 5 (a) に実線で示す. 係数 $\alpha, \beta, \gamma, \delta, K_n$ はノズルの幾何学的寸法および供給圧力を与えると計算される. 一般的には Q_0/Q_s^* が変化すると C_e, C_m は変化するため繰返し計算を必要とするが, ここでは Fig. 3 より明らかなように $P_0 = 0, Q_0 = 0$ のとき負荷のいかんにかかわらず Q_n/Q_s^* が一致することから, この点において C_e, C_m を決定した.

一方, 出力口流れに対しては式 (1), (2), (4), (9) より同様に次式を得る.

$$\sigma q_n^2 + 2\sigma q_0 q_n - 1 + (1/K_0 d_0^4) q_0 \\ + (\sigma \pm 1/d_0^4) q_0^2 = 0 \quad (11)$$

ここに,

$$\sigma = 1 - \zeta \{C_m/(1+C_e)\}^2/2, K_0 = R_e^*/(22.4 L_0/D_s), \\ d_0 = D_0/D_s.$$

出力口負荷絞り径 D_0 をパラメータとして計算すると Fig. 5 (a) の点線を得る. このとき係数 ζ 以外は寸法および供給圧を与えるで計算される. ζ は上述と同様に, $P_0 = 0, Q_0/Q_s^* = 0$ のときの実験結果を用いて次式より決定した.

$$\zeta = 2\{1 - 1/(q_n, p_0 = 0, q_0 = 0)^2\} / \{C_m/(1+C_e)\}^2$$

式 (10) と (11) の交点 (q_n, q_0) が, H および D_0 を与えたときの流れの状態を示す. よって, 式 (1), (2) および (9) より, 出力圧力が求められる. Fig. 5 (b) は出力特性の例である. 素子の形状寸法は, Fig. 3 に示したものと同一である. これら計算と実験による出力特性は, 比較的良好な一致を示している.

4. 考 察

4.1 エジェクタ形ノズルの特長

出力特性曲線 (Fig. 5 (b)) において, ノズルとその対向面との隙間一定線がほぼ同様な形であり, 隙間が大きくなると $P_0/P_s, Q_0/Q_s^*$ が負となること, ならびに高負荷における出力圧力変換特性のみならず低負荷における出力流量変換特性の線形性がより改善されることが, 計算によっても確かめられた.

ノズルとその対向面との隙間の流れに対する式 (10) による計算結果を示す Fig. 5 (a) の実線が, 縦軸にはほぼ平行な曲線群となり, さらに右方に広がっている. これは, ノズルとその対向面との隙間からの流量が噴流衝突部の圧力上昇のため増大することを示す. したがって, 全閉負荷 ($D_0 = 0$) のときのノズルとその対向面との隙間流量について考察することによって, エジェクタ形ノズルの特長を考察することができる.

4.1.1 噴流衝突部の圧力上昇を示すパラメータ λ_0

今, 式 (1), (6) および (7) を用いると, 全閉負荷のとき,

$$P_n/P_s - P_b/P_s = (1 - \alpha_0')(Q_n/Q_s^*)^2 \quad (12)$$

$$\lambda_0 = 1 - \alpha_0' = \frac{C_m - \frac{C_m C_e \sin(\pi - \varphi) - 1}{1 + C_e} \frac{1}{a_n}}{a_{22} + \frac{(1 + C_e) C_e \sin(\pi - \varphi)}{2 C_m}} \quad (13)$$

を得る. この λ_0 は式 (12) にみるように, 噴流衝突による圧力上昇を示すパラメータである. $C_e, C_m, \varphi, a_{22}$ はノズルの寸法 $A_n/A_s, L_n/D_s, L_n/D_s$ によって決まるから λ_0 も同様に計算される.

計算結果を Fig. 6 に示す. ノズル断面積と供給口断面積の比 A_n/A_s , ノズルと供給口との距離 L_n/D_s ,

Fig. 6 λ_0 versus L_{sn}/D_s

のある値で λ_0 は最大となり、その最大値は大差なく $\lambda_0 \approx 0.36$ である。ノズル長さ L_n/D_s が大になると λ_0 は最大値に等しくなる。 L_{sn}/D_s が大になると、衝突噴流の流速分布および流れのモデルに修正を加えねばならないと思われるため計算していないが、 λ_0 は零に近づくと思われる。

4.1.2 ノズルとその対向面との隙間流量

式(10)において、 $q_0=0$, $H \rightarrow \infty$ とすると

$$Q_n/Q_s^* = \sqrt{1/\alpha_0'} = \sqrt{1/(1-\lambda_0)} \quad (14)$$

となる。Fig. 6 より $0 \leq \lambda_0 < 0.36$ と考えられるから、上式より隙間が大きいときのノズルとその対向面との隙間流量は1より大となる。計算によれば、 λ_0 が大となると Fig. 6 (a) の実線は右方に広がり、縦軸と平行するようになる。

4.2 ノズル形状寸法の効果

エジェクタ形ノズルを有する空気マイクロメータの静特性は前節の λ_0 のほかに、 K_n , K_0 , ξ などのパラメータによって影響される。 K_n , K_0 については塚原⁴⁾によって究明されているが、エジェクタ形ノズル特有のパラメータではないので、ここでは論じない。しかし、 K_n が大になると、出力圧力が最大倍率となる隙間の値は $H/D_s \approx 0.6$ で一定であるが、出力圧力変換特性は線形性がよくなる。一方、 ξ はエジェクタ形ノズル特有のパラメータであるが、Fig. 6 (a) の点線を右方に移動させるだけで根本的な要因ではないと思われる。以下に λ_0 , K_n に与える形状寸法の効果についてみる。

4.2.1 D_n/D_s , D_{n0}/D_s

ノズルの直径と供給口の直径との比 D_n/D_s 、あるいはそれらの面積比 a_n の平方根が1~2のとき、定数 λ_0 は最大となる。また、ノズル外径とノズルの直径との比 D_{n0}/D_n が1に近いとき、定数 K_n は大と

なる。

4.2.2 L_{sn}/D_s , L_n/D_s

ノズルと供給口間の距離と供給口直径との比 L_{sn}/D_s が小さいとき λ_0 は最大値となるが、 D_n/D_s によってそのときの L_{sn}/D_s の値は異なる。ノズルの長さや供給口直径との比 L_n/D_s が小さいとき λ_0 は小さくなるが、実験においてはその傾向は認められない。

4.2.3 R_e^*

供給口からの噴流についての標準レイノルズ数 R_e^* が大になると、定数 K_n は大となる。したがって、空気を動作流体として用いるとき、供給口直径 D_s および供給圧 P_s が大きいほうがよい。

4.3 実験結果と計算結果との比較

計算結果と実験結果との一致は、いくつかの点を除いて比較的よい。 ξ を決定するとき $P_0=0$, $Q_0=0$ のときに一致するようにしたため、その他のノズルとその対向面との隙間においてはいくらか差がある。この差の理由としては、隙間が小さいところでは供給口からの噴流の流速は小さく乱流噴流とはいえないこと、ノズル室圧力 $P_0=0$ とした標準レイノルズ数 R_e^* を用いて K_n , K_0 を計算していることなど、一方、隙間が大きいところではノズルとその対向面との隙間の流れが慣性形となり、剥離や縮流などが生じ K_n の計算に用いた流れのモデルが変化していることが考えられる。

上述のことは、 $P_0=0$, $Q_0=0$ となるノズルとその対向面との隙間の値についてもいえる。なお、変換特性の線形性は実験結果のほうが計算結果よりよく、とくにノズル直径と供給口直径の比が大きき、ノズルと供給口との距離が小さいとき著しい。

4.4 設計基準

以上の考察により、エジェクタ形ノズルの設計法が明らかとなった。エジェクタ形ノズルの特長が著しいのは、ノズル直径と供給口直径との比が1.3~2.0およびノズルと供給口との距離と供給口直径との比が1.0~4.0の範囲である。

必要とする出力信号（圧力あるいは流量）が決まると、供給圧、供給口直径などが決定され、他の寸法はつぎのように選ばれる。たとえば $D_n/D_s=1.8$, $2 \leq L_{sn}/D_s \leq 4$, $L_n/D_s \geq 2$ 。なお、ノズル直径の決定には要求されるノズルとその対向面との隙間にも関係し、たとえば回転傾斜円板を対向面とする正弦波信号発生器のように最大変換倍率となる隙間の値を大きくしたい場合、 $H/D_s \approx 0.6$ により決定することが必要となる。

5. 結 言

空気マイクロメータ用ノズルとして、供給口、出力口およびノズルを一体化して、供給口とノズルを非常に近接して設置したエジェクタ形ノズルを試作した。供給圧が 0.3 kg/cm^2 以下の低圧の場合について特性解析を行ない、そのメカニズムを明らかにし、つぎの結論を得た。

1) 負荷として種々の直径の絞りをを用いるとき、出力特性においてノズルとその対向面との隙間一定線は同様な形をしており、隙間が大きくなると出力が負圧および逆流量となる。高負荷では変換倍率は 1 噴口厚み計形ノズルに比してほとんど低下しないで、出力圧力の変換特性の線形性が改善される。低負荷においても、出力流量変換特性の線形性が優れ変換倍率も高い。

2) 理論解析の結果、全閉負荷のときの噴流衝突部の圧力上昇を示すパラメータ λ_0 がエジェクタ形ノズルの特長を表わし、1 噴口厚み計形ノズルでは $\lambda_0=0$ に相当することが明らかとなった。また、ノズル形状寸法の静特性に与える効果を調べ、エジェクタ形ノズルの設計基準を示した。

3) 実験結果と計算結果との一致は比較的良好だが、ノズルとその対向面との隙間が大きい範囲にわたると

きは流れの様子が変化するものと考えられ、パラメータが変化するので、理論には限界がある。また、実験値のほうが出力特性の線形性がよい。

以上により、空気信号発生器として、とくに低負荷において大流量を必要とする場合に有利であると思われる。残されている問題として、供給圧が 0.3 kg/cm^2 以上の中・高圧のときの特性、ノイズおよび動特性などがあり、これらは今後の研究課題としたい。

最後に、本研究において、終始御指導を賜った京都大学花房秀郎教授、御鞭達を賜わっている福井大学段野勝教授、ならびに実験に御協力していただいた元本学大学院生岡林敏隆君および元卒論学生諸君に謝意を表します。

参 考 文 献

- 1) 山本 巖：傾斜円板を利用した空氣的信号発生機とその応用，計測と制御，2-12，988/993 (1963)
- 2) 岡林隆敏：空氣式正弦波信号発生装置に関する研究，福井大学大学院修士論文，(1971-2)
- 3) Brychta, O.: The "Small Ejector" System, Proc. of Fourth Cranfield Fluidics Conference, E 7, (1972-6)
- 4) 塚原鶴夫：空氣マイクロメータ，(pp. 139~162) 近代科学社，(昭和 37 年 8 月)
- 5) 鈴木，岡林：空氣信号発生器の特性，日本機械学会・精機学会北信越支部「福井地方講演論文集」，No. 717-3，(1971-12)，pp. 113~116