研究論文

管路内の静止テーパ物体に働く横流体力を利用した流量計の研究* (静特性の解析と測定評価)

西海 孝夫**, 一柳 隆義**, 小波 俊文朗

A Study on the Flowmeter Utilizing Lateral Fluid Force Acted on a Stationary Tapered Body in a Fluid Line (Static Analytical Characteristics and Measurement Evaluation)

Takao NISHIUMI, Takayoshi ICHIYANAGI, Shizurou KONAMI

A unique flowmeter has been newly developed based on the principle that the distribution of the pressure difference acted on a stationary tapered body, which is eccentrically installed parallel to a fluid line. This resulted in generation of torque around the center of the tapered bodies, and a voltage output as proportional to the flow rate. The proposed flowmeter features a simple structure, low pressure-loss and no moving parts. In this paper, analytical theory on the two-dimensional viscous flow is conducted in respect to two kinds of the flowmeter having rectangular and circular configurations, respectively. Consequently, the rectangular type of the flowmeter is employed due to high flow rate versus torque gain. The design specification and parameters are determined by analytical solutions. Finally, the theoretical static characteristics of the flow rate versus torque and pressure loss are experimentally verified by changing the fluid viscosity and design parameters.

Key Words : Flowmeter, Flow Measurements, Fluid Force, Pressure Distribution, Hydraulic Lock, Fluid Power Systems

1. 緒 言

油圧システムのように、多くの管路で結合されている流体機器内の流動現象を把握するためには、圧力計測とともに高精度で速い応答特性を有する流量計測法の開発が必要とされ¹⁾、フルードパワーシステム分野においても、多くの研究事例や計測手法が発表されてきている²⁻⁹⁾。一般的に流量の計測方式は、容積式、面積式、層流式、絞り式、電磁式、渦式、超音波式、質量式、コリオリ式、タービン式など様々な原理にもとづいて考案されており、測定目的、環境、用途などによって使い分けられている¹⁰⁾。しかし、これらの方式の液体用流量計は、それぞれ圧力損失が大きい、測定流量範囲やライン圧力に制約がある、複雑な構造である、部品点数が多い、高価であるなどの固有の問題点を抱えている。

ここで新たに提案する液体用流量計は、スプール弁などで由来より問題となっているスプールとスリーブ間の流体固着現象¹¹⁾を積極的に応用したものである。すなわち本流量計の原理は、流れ方向に沿って中央が細いテーパ形状の物体（以後、受圧体と称する）を管路中心に対して水平方向に偏心させて置くと、流れに垂直方向に流体力が発生

することを利用したものである。この横流体力は、受圧体中心回りのトルクを検出することによって流量に変換される。このように本流量計は、微小な圧力差を比較的に広い受圧面で受け増幅させ、静止トルクとして検出するため、既存の流量計に比べ、部品数が少なく、機構が単純で、可動部が存在せず、圧力損失が小さいという特徴を有しており、汎用性のある瞬時流量計としても期待できる。反面ではこの流量計は、作動流体の粘度によりトルク・流量特性が異なり、あらかじめ温度校正を必要とするなどの問題点もある。

本報では、まず受圧体としてテーパ状の矩形板を流路に置く矩形型流量計、ならびにテーパ状の円柱を置く円形型流量計の2種類について、二次元粘性流れによる解析を行い、両流量計の静特性を比較検討する。つぎに、静特性の観点から、矩形型流量計の受圧体や流路の最適な寸法パラメータを決定するための設計手順を示す。さらに、開発の初段階として小流量・低圧力の条件のもとで解析結果にもとづき矩形型流量計を設計試作し、選定された設計諸元の妥当性を測定により評価する。

おもな記号の説明

- b : 矩形型流量計の受圧体の幅
- e : 受圧体の流路中心からの y 方向偏心量
- $\bar{e}$: y 方向の無次元偏心量 $\bar{e} = e/h_i$
- d : 円形型流量計の受圧体の直径

*平成16年1月27日 原稿受付

**防衛大学校システム工学群機械システム工学科
(所在地 〒239-8686 神奈川県横須賀市走水1-10-20)

h : 流量計の流路すきま
 $\bar{h}$: すきま比 $\bar{h} = h_u/h_l$
 l : 受圧体の x (流れ) 方向の全長
 x : 受圧体中心 O 点からの距離
 $\bar{x}$: 無次元距離 $\bar{x} = x/l$
 P : 圧力
 $\Delta\bar{P}$: 無次元圧力差
 Q : 流量
 T : トルク
 ε : 流量特性係数
 κ : ゲイン係数
 θ : 円形受圧体の最小すきまからの時計方向角度
 μ : 作動流体の粘度
 ρ : 作動流体の密度
 Λ : 矩形型流量計の上下流路の流量比 $\Lambda = Q_u/Q_L$

添え字

c : 円形型流量計
 i : 流量計流路の入口端および出口端
 o : 流量計流路の中央
 r : 矩形型流量計
 L : 受圧体の下側
 U : 受圧体の上側
 1 : 流量計の入口側
 2 : 流量計の出口側

2. 流量計の基本原則とその静特性

2.1 矩形型流量計

本研究で提案する矩形型流量計の基本概念図を図1に示す。矩形型流量計は、わずかに中央部の細くなったテーパ板状の受圧体と矩形管路から構成されている。受圧体を矩形管路の中に流れと直角 (y 軸の負方向) に偏心量 e だけ偏って設置することによって、上部には広いすきまが、下部には狭いすきまが独立に形成される。従って、流量計に流体を左から右へ流すと受圧体の上下部において、それぞれ入口流路 (流路入口端から中央まで) は緩やかな広が

り流れ、出口流路 (流路中央から出口端まで) は緩やかな狭まり流れとなる。上下流路内での流れの不均衡性から受圧体の両面には流量に比例した圧力差が生じる。この圧力分布は受圧体中心 O 点まわりに力のモーメントを発生させる。すなわち、この流量計の原理は、受圧体の上下面に働く圧力差分布に比例した静止トルクを検出することによって流量を計測するものである。

本流量計の解析にあたり、以下の仮定を設ける。

- はく離のない非圧縮定常層流流れとする。
- z 方向の流れを無視する二次元粘性流れとする。
- 受圧体のテーパ勾配は微小であるので、 y 方向速度 v は x 方向速度 u に対して無視する。
- 流量計各部からの漏れはない。
- 重力の影響を無視する。
- 受圧体は管路内に水平に置かれ常に静止している。
- 流体は受圧体および管壁に付着し、すべりは生じない。
- x 方向速度 u は y 方向、圧力 p は x 方向のみの関数とする。
- 一定温度条件下において、作動流体の粘度、密度などは一定とする。

これらの仮定を考慮し、傾斜二平面間のすきまを受圧体上下部の入口流路および出口流路の4箇所に別けて、それぞれの流路に対して二次元粘性流れの基礎式を適用する。ここで、流量計上下流路の入口端と出口端でのすきまは等しいので、傾斜すきまに関して次の流量式が与えられる¹²⁾。

○入口流路 (広がり流れ)

$$\left. \begin{aligned} Q_{U1} &= \frac{b}{3\mu l} \cdot \frac{(h_{Uo}h_{Ui})^2}{h_{Ui} + h_{Uo}} (P_1 - P_{Uo}) \\ Q_{L1} &= \frac{b}{3\mu l} \cdot \frac{(h_{Lo}h_{Li})^2}{h_{Li} + h_{Lo}} (P_1 - P_{Lo}) \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

○出口流路 (狭まり流れ)

$$\left. \begin{aligned} Q_{U2} &= \frac{b}{3\mu l} \cdot \frac{(h_{Uo}h_{Ui})^2}{h_{Uo} + h_{Ui}} (P_{Uo} - P_2) \\ Q_{L2} &= \frac{b}{3\mu l} \cdot \frac{(h_{Lo}h_{Li})^2}{h_{Lo} + h_{Li}} (P_{Lo} - P_2) \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Fig. 1 Schematic diagram of rectangular type flowmeter

連続の条件から $Q_U = Q_{U1} = Q_{U2}$, $Q_L = Q_{L1} = Q_{L2}$ であるので式(1), (2)より,

$$P_{U0} = P_{L0} = \frac{P_1 + P_2}{2} \quad (3)$$

となり, 各流路中央の圧力 P_{U0} , P_{L0} は流路の入出口の平均圧力で表せる. 矩形型流量計を流れる全流量 Q は, 上下流路の入口端および出口端の平均すきまを $h_i = (h_{U1} + h_{L1})/2$ とすれば,

$$Q = Q_U + Q_L = \varepsilon_r \frac{b(P_1 - P_2)}{6\mu l} h_i^3 \quad (4)$$

となる. 上式において ε_r は次式(5)で表され, ε_r を流量特性係数と呼ぶ.

$$\varepsilon_r = \frac{(1 - \bar{e})^2 (\bar{h} - \bar{e})^2}{1 + \bar{h} - 2\bar{e}} + \frac{(1 + \bar{e})^2 (\bar{h} + \bar{e})^2}{1 + \bar{h} + 2\bar{e}} \quad (5)$$

ここに, 流路中央での平均すきまを $h_o = (h_{U0} + h_{L0})/2$ とすれば, すきま比は $\bar{h} = h_o/h_i$, 無次元偏心率は $\bar{e} = e/h_i$ である.

受圧体中心 O 点からの無次元距離 $\bar{x} = x/l$ における受圧体の上下面の無次元圧力差 $\Delta \bar{P} = (P_L - P_U)/(P_1 - P_2)$ は次式で与えられる¹³⁾.

$$\Delta \bar{P} = \frac{\text{sign}(\bar{x})}{2} \left\{ \frac{\left(\frac{\bar{h} + \bar{e}}{\bar{h} + \bar{e} - 2 \text{sign}(\bar{x})(\bar{h} - 1)\bar{x}} \right)^2 - 1}{\left(\frac{\bar{h} + \bar{e}}{1 + \bar{e}} \right)^2 - 1} - \frac{\left(\frac{\bar{h} - \bar{e}}{\bar{h} - \bar{e} - 2 \text{sign}(\bar{x})(\bar{h} - 1)\bar{x}} \right)^2 - 1}{\left(\frac{\bar{h} - \bar{e}}{1 - \bar{e}} \right)^2 - 1} \right\} \quad (6)$$

この無次元圧力差 $\Delta \bar{P}$ は, 受圧体の中心 O 点に関して対称的に分布するので, O 点回りに発生するトルクは入口流

路と出口流路で発生するトルクの和となり, 無次元トルク τ_r は, 検出トルク T_r を無次元化して次式のとおり表される.

$$\tau_r = \frac{T_r}{2bl^2(P_1 - P_2)} = \int_0^{1/2} \bar{x} \Delta \bar{P} d\bar{x} \quad (7)$$

さらに, 無次元トルク τ_r と流量特性係数 ε_r との比をゲイン係数 κ_r と呼び, 次式で定義する.

$$\kappa_r = \frac{\tau_r}{\varepsilon_r} \quad (8)$$

このゲイン係数 κ_r は, 矩形管路の流路や受圧体の寸法諸元から式(5)~(7)を用いて決定される値である. また, 式(7), (8)から流量 $Q = Q_r$ とトルク $T = T_r$ の関係は $\kappa = \kappa_r$ とすれば次式で表される.

$$\frac{T}{Q} = 12\mu\kappa \left(\frac{l}{h_i} \right)^3 \quad (9)$$

したがって, 作動流体の粘度 μ を一定に保ち, ゲイン係数 κ を形状設計により定めれば, 静止トルク T の計測から通過流量 Q を検出することができる.

図 2(a), (b) は, 無次元距離 $\bar{x} = x/l$ に対して受圧体の上下面の無次元圧力差 $\Delta \bar{P}$ の分布を式(6)から求めたものである. 同図(a)のすきま比 $\bar{h} = 2.0$ の条件に対して, 同図(b)のすきま比 $\bar{h} = 4.0$ では, 圧力差の最大値は受圧体の入口端および出口端の近傍に移る. また, 無次元偏心率 $\bar{e}$ が增大するほど, 全領域にわたって受圧体上下面の圧力差が高まることわかる. このような受圧体面上での圧力差分布の結果として, 白抜きの矢印で示すように受圧体中心 O に関して反時計回りにトルク T が発生する.

図 3 は, 式(8)をもとに横軸にすきま比 $\bar{h}$ をとり無次元偏心率 $\bar{e}$ をパラメータとして矩形型流量計のゲイン係数 κ_r を図示したものである. 無次元偏心率 $\bar{e}$ の増加にともな

Fig. 2 Non-dimensional pressure distribution for rectangular type

Fig. 3 Gain coefficient for rectangular type

ゲイン係数 κ_r が増加しており、すきま比 $\bar{h}=1.5\sim 2.0$ の周辺でゲイン係数 κ_r は、最大値を持つことがわかる。

2.2 円形型流量計

図4に円形型流量計の構造を示す。同図のように、中央部がやや細いテーパ円筒形状の受圧体は、 y 軸の負方向に e だけ偏心して円形管路の中に設置されている。ここでは前節で挙げた仮定をもとに矩形型流量計と同様な手順で解析する。すなわち、円形管路と受圧体間の偏心すきま流路では、円周方向の流れが存在しない一方流れを仮定すると、この流路の円周方向の微小幅 dw を通過する微小流量 dQ_c は近似的に次式で与えられる¹³⁾。

$$dQ_c = \frac{1}{6\mu l} \frac{(h_{\theta} h_{\theta o})^2}{h_{\theta i} + h_{\theta o}} (P_1 - P_2) dw \quad (10)$$

ここに、 $h_{\theta i}$ 、 $h_{\theta o}$ はそれぞれ環状流路の最小すきまからの角度 θ における受圧体と円形管路間の流路出入口端のすきま、および中央のすきまである。よって全流量 Q_c は、 d を受圧体端部の直径とすれば、上式(10)を円周方向に積分することによって次式で表される。

$$Q_c = \int dQ_c = \varepsilon_c \frac{d(P_1 - P_2)}{6\mu l} \bar{h}^3 \quad (11)$$

ここで、 ε_c は円形型流量計に関する流量特性係数であり、 $\bar{h} = h_o/h_i$ 、 $\bar{e} = e/h_i$ 、 $\xi = 2\bar{e}/(1+\bar{h})$ とおけば、次式が得られる。

$$\varepsilon_c = \frac{\pi}{(1+\bar{h})\sqrt{1-\xi^2}} \sum_{n=0}^4 C_n \left\{ \frac{\sqrt{1-\xi^2}-1}{\xi} \right\}^n \quad (12)$$

ここに、

$$C_0 = \frac{3\bar{e}^4}{8} + \frac{\bar{e}^2(1+\bar{h})^2}{2} + \bar{h}\bar{e}^2 + \bar{h}^2$$

$$C_1 = \frac{3\bar{e}^3(1+\bar{h})}{2} + 2\bar{e}\bar{h}(1+\bar{h})$$

$$C_2 = \frac{\bar{e}^4}{2} + \frac{\bar{e}^2(1+\bar{h})^2}{2} + \bar{e}^2\bar{h}$$

$$C_3 = \frac{\bar{e}^3(1+\bar{h})}{2}$$

$$C_4 = \frac{\bar{e}^4}{8}$$

である。また、角度 θ と $\theta' = \theta + \pi$ について、ラジアル方向の無次元圧力差 $\Delta\bar{P} = \{P(\theta) - P(\theta + \pi)\} / (P_1 - P_2)$ は、次式で与えられる。

$$\Delta\bar{P} = \frac{\text{sign}(\bar{x})}{2} \left\{ \frac{\left(\frac{\bar{h} + \bar{e}\cos\theta}{\bar{h} + \bar{e}\cos\theta - 2\text{sign}(\bar{x})(\bar{h}-1)\bar{x}} \right)^2 - 1}{\left(\frac{\bar{h} + \bar{e}\cos\theta}{1 + \bar{e}\cos\theta} \right)^2 - 1} - \frac{\left(\frac{\bar{h} - \bar{e}\cos\theta}{\bar{h} - \bar{e}\cos\theta - 2\text{sign}(\bar{x})(\bar{h}-1)\bar{x}} \right)^2 - 1}{\left(\frac{\bar{h} - \bar{e}\cos\theta}{1 - \bar{e}\cos\theta} \right)^2 - 1} \right\} \quad (13)$$

上式で $\theta = 0$ と置けば式(6)となり、図2と同様な計算結果が得られる。

式(13)から、受圧体中心O点まわりの無次元トルク τ_c は、この圧力差 $\Delta\bar{P}$ の y 軸方向成分を θ 方向および x 方向に関して積分することによって次のように求められる。

$$\tau_c = \frac{T_c}{2d l^2 (P_1 - P_2)} = \int_0^{1/2} \left[\int_0^{\pi/2} \Delta\bar{P} \cos\theta d\theta \right] \bar{x} d\bar{x} \quad (14)$$

ここに、円形型流量計のゲイン係数 κ_c は、式(12)~(14)より次式で与えられる。

$$\kappa_c = \frac{\tau_c}{\varepsilon_c} \quad (15)$$

このゲイン係数 κ_c を $\kappa = \kappa_c$ とおくことで、円形型流量計の流量 $Q = Q_c$ とトルク $T = T_c$ の関係は、矩形型流量計と同じように式(9)を用いて得ることができる。

図5は、無次元偏心量 $\bar{e}$ をパラメータとして、すきま比 $\bar{h}$ に対するゲイン係数 κ_c の関係を式(15)より算出した結果である。無次元偏心量 $\bar{e}$ により異なるが矩形型流量計と同じ

Fig. 4 Schematic diagram of circular type flowmeter

ように、 $\bar{h}=1.5\sim 2.0$ においてゲイン係数 κ_r の最大値が見られる。

2.3 矩形型と円形型の特性比較

図6は、すきま比 $\bar{h}=2.0$ における矩形型と円形型のゲイン係数 κ_r 、 κ_c を比較した計算結果である。同図より、無次元偏心量 $\bar{e}$ とともにゲイン係数は増加し、両者の比 κ_r/κ_c は約1.7である。このように受圧体の幅 b 、直径 d を代表寸法とした同一寸法条件で両型式を比較すると、矩形型はゲイン係数を大きく取ることができるため有利である。また、矩形型流量計の受圧体の側面すきまは、受圧体の幅 b に比べて極めて小さく、その上下面間の漏れ流れは微量であるので、この漏れ欠損が流量計の静特性に与える影響は無視できると考えられる。これに対して、円形型の場合には、流路は受圧体を取り囲むような偏心環状すきまであり、円周方向の圧力勾配による二次流れが見込まれゲインの低下が余儀なくされる。よって、実用面での加工の容易さや安定した流量・トルクの変換ゲインを得られる理由から、円形型に対して矩形型を採用する利点は多いと判断されるので、次章では矩形型流量計を試作して設計計算値と比較検討する。

3. 矩形型流量計の設計と基本特性

3.1 設計仕様の決定

本報では、開発研究の第一段階であるので定格流量は $Q_{\max}=5\text{ L/min}$ 、入口側のライン圧力は $P_1=0.5\sim 2.0\text{ MPa}$ の小流量・低圧力の油圧システムへの適用を前提として、矩形型流量計を設計する。なお、油圧作動油は MIL-H-

Fig. 5 Gain coefficient for circular type

Fig. 6 Gain coefficients of rectangular type κ_r and circular type κ_c

5606Cと同等品を用いる。

図3の計算結果より、すきま比 $\bar{h}$ はゲイン係数 κ_r が最大値をとる $\bar{h}=1.5\sim 2.0$ の付近が望ましいが、なるべくすきま比に対するゲイン係数の勾配が小さく安定な $\bar{h}=2.3$ を採用する。また、無次元偏心量 $\bar{e}$ を1に近づけるほど大きなゲインを得ることは可能であるが、装置設計の観点から $\bar{e}=0.55$ と定める。よって、式(5)から $\varepsilon_r=4.72$ であり、式(7)を積分すれば無次元トルク τ_r が求められるので、式(8)より流量特性係数 $\kappa_r=2.45\times 10^{-3}$ の計算結果が得られる。

つぎに、上下流路内のレイノルズ数について検討する。上下流路内の代表レイノルズ数 Re_u 、 Re_L は、それぞれ次式で表される。

$$\left. \begin{aligned} Re_u &= \frac{2\rho\Lambda}{\mu\{b+h_i(1+\bar{e})\}(\Lambda+1)}Q_{\max} \\ Re_L &= \frac{2\rho}{\mu\{b-h_i(1-\bar{e})\}(\Lambda+1)}Q_{\max} \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

ここに、 Λ は上下流路の流量比であり、式(1)から次のとおり求めることができる。

$$\Lambda = \frac{Q_u}{Q_L} = \left(\frac{1+\bar{e}}{1-\bar{e}} \right)^2 \left(\frac{\bar{h}+\bar{e}}{\bar{h}-\bar{e}} \right)^2 \left(\frac{1+\bar{h}-2\bar{e}}{1+\bar{h}+2\bar{e}} \right) \quad (17)$$

採用された無次元パラメータ $\bar{h}=2.3$ 、 $\bar{e}=0.55$ を上式(17)に代入すると、流量比 $\Lambda=15.2$ が得られる。作動油の基準温度 30°C における粘度を $\mu=1.63\times 10^{-2}\text{ Pas}$ 、密度 $\rho=860\text{ kg/m}^3$ として、定格流量 $Q_{\max}=5\text{ L/min}$ を流す場合を考える。また十分な二次元流れを得るため、 $h_i/b=1/30$ を目安にし受圧体の幅 $b=35\text{ mm}$ 、両端平均すきま $h_i=1.1\text{ mm}$ を採用すれば、式(16)より最大の代表レイノルズ数は $Re_u=225$ ($Q_{\max}=5\text{ L/min}$ 時)となり、十分に層流領域であることがわかる。従って、トルク変換器の定格トルクを $T_{\max}=0.2\text{ Nm}$ に設定すれば、式(9)より受圧体の長さは $l=188\text{ mm}$ と算出される。表1は、実験装置の設計製作上の都合から、これらの試算結果をもとに最終的に決定された矩形型流量計の寸法仕様および設計条件である。

Table 1 Specification of rectangular type flowmeter

Rated flow rate	$Q_{\max}=5\text{ L/min}$
Rated torque	$T_{\max}=0.2\text{ Nm}$
Fluid viscosity (30°C)	$\mu=1.63\times 10^{-2}\text{ Pas}$
Fluid density (30°C)	$\rho=860\text{ kg/m}^3$
Clearance rate	$\bar{h}=2.34$
Non-dimensional eccentricity	$\bar{e}=0.55$
Inlet and outlet mean clearance	$h_i=1.12\text{ mm}$
Total length of tapered body	$l=190\text{ mm}$
Width of tapered body	$b=34.8\text{ mm}$
Height of tapered body	$a=22.0\text{ mm}$

3.2 静特性の測定結果と考察

矩形型流量計の実験装置概略を図7に示す。油圧源からの作動油はリリーフ弁で入口側圧力 P_1 を調圧された後、流量計本体に入り、負荷バルブ、基準流量計（歯車式：最大流量63L/min）、熱交換器を経て油タンクに還流される。流量計の上下流の圧力損失 $P_1 - P_2$ は、差圧変換器（ひずみ式：最大差圧10kPa）によって測定することができる。矩形型流量計の回転軸中心O点には、振りひずみが極めて小さいトルク変換器（ひずみ式：最大トルク0.5Nm、分解能1/3000FS）を特注して装着した。実験中には、作動油温度を $\pm 1^\circ\text{C}$ の範囲で一定に保ち、徐々に負荷バルブを全閉から開放し基準流量計とトルク変換器からの出力信号をAD変換器に取り込み、本流量計の静的な特性を連続的に計測した。

図8(a)は油温を 25°C から 40°C まで（作動油粘度 $\mu = 1.37 \times 10^{-2} \sim 1.79 \times 10^{-2} \text{Pas}$ ）の一定条件下で、基準流量 Q に対する上下流圧力損失 $P_1 - P_2$ を測定した結果である。同図に示すように、本流量計の定格流量 $Q_{\max} = 5 \text{ L/min}$ に対して、圧力損失は、 $P_1 - P_2 = 5.8 \sim 7.7 \text{ kPa}$ と極めて僅かである。図8(b)は、この実験結果から得られた流量特性係数 ε_{ex} を設計値 $\varepsilon_r = 4.72$ で除し、作動油の粘度 μ に対して表したグラフである。同図より粘度条件や入口側圧力にはほとんど依存せず両者の比は $\varepsilon_{ex} / \varepsilon_r = 0.88 \sim 0.91$ であり、10%程度の流体的な欠損が生じている。

図9(a)は、基準流量 Q に対して、本流量計からの静止トルク T を測定した結果である。同図に見るように、零流量付近での不感帯は無く、作動油粘度 μ の低下とともに流量・トルク特性の勾配は減少し、高粘度条件での特性ほど直線性を有している。図9(b)は、この定格流量までの特性勾配を最小二乗法で近似して求めたゲイン係数 κ_{ex} と、ゲイン係数の設計値 $\kappa_r = 2.45 \times 10^{-3}$ の比 κ_{ex} / κ_r を粘度 μ に対して整理した結果である。同図より、ゲイン係数の比 κ_{ex} / κ_r は、入口側圧力 P_1 にはあまり影響されず、高粘度の条件ほど大きくなり、その値は60~95%の範囲にある。

このように、上下流圧力損失 $P_1 - P_2$ と流路の寸法諸元にもとづいて決定される流量特性係数については解析結果 ε_r と実験結果 ε_{ex} はよく一致する。また、受圧体に及ぼす圧力分布から生じるトルク計測に関わる実際面での諸現象が含まれるゲイン係数の実験値 κ_{ex} と設計値 κ_r を比較した結果、本報で提示した解析式は矩形型流量計の設計指針となり得ることが分かった。

4. 結 言

本研究では、中央が細くなったテーパ状の受圧体を流体管路内に偏心させて設置することによって、その受圧体に発生する横流体力から液体の通過流量を計測する手法を新たに提案した。本報で得られた研究成果の要約は次に示すとおりである。

- (1) 矩形型と円形型の2種類の流量計に対する二次元粘性流れの解析から、それぞれの受圧体に作用する圧力分布を算出して、通過流量と出力トルクに関するゲイン係数の関係式を求めた。
- (2) 無次元パラメータを系統的に変化させてゲイン係数の値を理論的に求め、円形型に比べて矩形型の優位性を明らかにするとともに、本流量計の設計指針を与えた。
- (3) このゲイン係数や導出された解析式に基づき、矩形型流量計を設計試作し、通過流量に対する検出トルクの静特性計測から本流量計に実用性があることを小流量・低圧力の条件下で明らかにした。

Fig. 7 Experimental apparatus

(a) Flow rate versus pressure loss

(b) Comparison with design values

Fig. 8 Evaluation of flow rate characteristic coefficient

(a) Flow rate versus generated torque

(b) Comparison with design values

Fig. 9 Evaluation of gain factor

- (4) 設定粘度範囲内において、流量計上下流間の圧力損失の計測結果を計算結果と対比した。これにより両者は定量的にはほぼ一致し、圧力損失が極めて僅かであることが確認された。
- (5) 測定結果を無次元パラメータである流量特性係数とゲイン係数で整理したところ、それぞれ両者は設計値に対して約90%、60~95%の範囲であり、解析結果に基づ

く設計指針の妥当性を見ることができた。

参 考 文 献

- 1) 横田：油空圧技術をささえるセンサの現状と今後「流量センサ」，油圧と空気圧，23-6，654/658，(1992)
- 2) 中野，横田，宮本：油圧管路の動特性実験による高周波用瞬時流量測定法の検討，日本機械学会論文集（B編），52-473，413/416，(1986)
- 3) 趙，北川，香川，竹中：管内差圧を利用した非定常流量および流速の実時間測定法，日本機械学会論文集（B編），52-480，2851/2859，(1986)
- 4) 横田，井手，中野：円筒形絞りをを用いた瞬時流量計の高機能化，日本機械学会論文集（B編），53-489，1548/1552，(1987)
- 5) 佐藤，田中：モーメント式流量計の開発とその特性，平成3年秋季油空圧講演会，1/4，(1991)
- 6) 横田，鈴木，金：管内遠隔瞬時流量計測手法の機能拡張に関する研究，日本機械学会論文集（C編），58-556，3634/3638，(1992)
- 7) 中野，田中：油用静電流量センサの研究，平成4年秋季油空圧講演会，129/132，(1992)
- 8) 横田，山田：抗力式流量計による非定常流量計測，平成6年秋季油空圧講演会，41/44，(1994)
- 9) 仙石，船木，川嶋，香川：等温化压力容器を用いた空気圧機器の消費流量測定装置の開発，平成15年秋季油空圧講演会，111/113，(2003)
- 10) 日本機械学会編，流体計測法，165，丸善，(2000)
- 11) J. F. Blackburn：Lateral Forces on Hydraulic Pistons, Trans. ASME, 75, 1175/1180, (1953)
- 12) 例えば 機械工学便覧，流体工学 A 5，40，丸善，(2000)
- 13) 小波，西海：油圧制御システム，49/53，東京電機大学出版局，(1999)