矩形管路内の微小傾斜面を持つ静止板に働く横流体力を利用した 流量計の基本特性改善と性能評価*

一 柳 隆 義^{*1}, 西 海 孝 夫^{*1}

Evaluation and Improvement of Basic Characteristics on the Flowmeter Utilizing Lateral Flow Force Acted on the Stationary Plate with Minute Slope in a Rectangular Fluid Line

Takayoshi ICHIYANAGI^{*2} and Takao NISHIUMI

^{*2} Department of Mechanical Systems Engineering, School of Systems Engineering, National Defense Academy,
1-10-20 Hashirimizu, Yokosuka-shi, Kanagawa, 239-8686 Japan

In the previous research, the authors have been proposed a unique flowmeter, which utilizes a lateral flow force generated on the plate with minute slope in a rectangular flow line. In the previous works, the test flowmeter was investigated experimentally to confirm the torque versus flow characteristics. Although the results showed expected performance in terms of linearity and repeatability, the deviation between the experimental and analytical results occurred on the high flow rate condition. Then the theoretical analysis using the CFD approach was conducted to obtain the detailed information of the flow behavior inside the flowmeter. It was found that one of the reasons for this deviation was caused by the remarkable pressure drop and flow disturbance at the inlet region of the flowmeter. In this paper, in order to improve the performance of the present flowmeter, the revised configuration of the flowmeter is proposed. Basic static characteristics are studied experimentally including the measurement of pressure distribution inside the flowmeter to verify the performance of the revised configuration. In addition, the dynamic characteristics are also investigated and compared with commercial flowmeters.

Key Words: Flowmeter, Flow Force, Pipe Flow, Pressure Distribution, Viscous Flow, Hydraulic System

1. 緒 言

流量計測は、測定目的、環境、用途に応じて多種多様な構造や原理を有しており、古くから様々な流量計が開発されている⁽¹⁾⁻⁽⁴⁾。著者らは、液体用の流量計測手法として、管路内に受圧体と呼ぶ微小傾斜面を持つ静止板を置き、その受圧体の両面に働く圧力差により発生するモーメントをひずみ式トルク変換器で測定し、これを流量に変換して求める方法を考案している⁽⁵⁾。この流量測定法は、そもそも油圧制御弁において、スプール軸がスリーブに片当たりの接触を起こし、作動不良の原因となる流体固着現象⁽⁶⁾から発想を得たものである。すなわち、提案する本流量計の原理は、流れ方向に沿って中央が細いテーパ形状の受圧体を管路中心に対して水平方向に偏心させて置くとき、流れに垂直方向に流体力が発生することを積極的に利用している。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、汎用性のある流量計として期待できる。

本流量計に関しては、すでに、受圧体が矩形と円形の場合について、二次元層流粘性流れにもとづく理論から流量と発生トルクとの関係式を導き、受圧体の流路や偏心量などの諸元や寸法を決定するための設計指針を確立した。さらに、流量と発生トルクとの関係式からゲイン係数を理論的に求め、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、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小流量の条件下で本流量計の性能を確認した。しかしながら、前報で試作した流量計は、高流量域において、流量・トルク特性が理論値に対して大きな差異を生じたこと、低流量領域でもこの特性が粘度条件に依存して変化してしまうことなど、本流量計を実用化する上では、流量・トルク特性の改善をはじめとする様々な性能の向上を図る必要があった。

* 原稿受付 2007 年 6 月 5 日。

^{*1} 正員、防衛大学校システム工学群機械システム工学科
(〒239-8686 横須賀市走水 1-10-20)。

E-mail: ichiyana@nda.ac.jp

そこで、本研究では、まず既存の両側傾斜面の受圧体を片側だけ平面に形状変更すると同時に、受圧体の入出口部に整流用のブロックを設置して助走区間を設け、ゲインの安定性と直線性を確保する。つぎに、流量計の工業的な有用性を見極めるために、作動油の温度変化を考慮に入れ流量を実時間演算するシステムを構築して、その性能を評価する。さらに、本流量計の周波数応答を計測し、市販されている2台の流量計の動特性との比較により、瞬時流量計としての可能性を検証する。

2. 主な記号の説明

本論文で使用する主な記号は以下の通りである。

- a : 受圧体の幅
- b : 受圧体の高さ
- C : 補正係数
- e : 流路中心からの受圧体の y 軸方向偏心量
- $\bar{e}$: y 軸方向の無次元偏心量 $\bar{e} = e/h_i$
- h : 流量計の流路のすきま
- $\bar{h}$: すきま比 $\bar{h} = h_o/h_i$
- h_i : 流量計入出口部の平均すきま
- h_o : 傾斜面における中央部の平均すきま
- K : 算出流量係数
- L_e : 助走区間
- l : 受圧体の全長
- P : 圧力
- $\Delta\bar{P}$: 無次元圧力差 $\Delta\bar{P} = (P_L - P_R)/(P_1 - P_2)$
- Q : 流量
- Q_{ref} : 基準流量計における流量
- T : トルク
- x : 受圧体中心 O 点からの距離
- $\bar{x}$: 無次元距離 $\bar{x} = x/l$
- ε : 流量特性係数
- Θ : 作動油の温度

- κ : ゲイン係数
- μ : 作動油の粘度
- τ : 無次元トルク
- 添え字

- 1 : 流量計の上流側
- 2 : 流量計の下流側
- i : 流量計入出口部
- o : 流量計中央部
- L : 受圧体の左側
- R : 受圧体の右側

3. 流量計の構造と基礎式

図1に提案する流量計の基本構造を示す。この流量計は、矩形管路内に受圧体と呼ぶ微小傾斜面を持つ板が設置され、この両側を流体が通過する構造となっている。同図のように、受圧体は矩形管路の y 軸中心から偏心させて設置することができ、その偏心量は e である。また、その形状は、従来のように両面が中央に向かって細くなる傾斜面で構成されているものを設計変更し、流体の流れに対して左側の面を平面にしている。したがって、左側流路では平行二平面間を通過するすきま流れとなり、右側流路では傾斜二平面間のすきま流れ（上流側では広がりすきま流れ、下流側では狭まりすきま流れ）となる。それぞれの流路を通過する流量は、二次元層流粘性流れの基礎式を適用すると以下のとおり表すことができる⁷⁾。

・左側流路（平行流路）： $Q_L = Q_{L1} = Q_{L2}$

$$\left. \begin{aligned} Q_{L1} &= \frac{bh_{L1}^3}{6\mu l} (P_1 - P_{L0}) \\ Q_{L2} &= \frac{bh_{L2}^3}{6\mu l} (P_{L0} - P_2) \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

Fig. 1 Schematic diagram of flowmeter

・右側流路（傾斜流路）： $Q_R = Q_{R1} = Q_{R2}$

$$\left. \begin{aligned} Q_{R1} &= \frac{b}{3\mu l} \frac{(h_{R1}h_{R0})^2}{h_{R1} + h_{R0}} (P_1 - P_{R0}) \\ Q_{R2} &= \frac{b}{3\mu l} \frac{(h_{R0}h_{R1})^2}{h_{R0} + h_{R1}} (P_{R0} - P_2) \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

流量計を通過する全流量 Q は、左右流路の流量の和から求めることができ、

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

となる。ここで、 h_i は左右流路の出入口端の平均すきまであり、 ε は流量特性係数と呼ぶ。この流量特性係数 ε は、傾斜面における中央部での平均すきまを h_0 とすれば、すきま比 $\bar{h} = h_0/h_i$ と無次元偏心量 $\bar{e} = e/h_i$ と呼ばれる 2 つの寸法諸元に関する無次元量から次式のように表すことができる。

$$\varepsilon = \frac{(1+\bar{e})^2(\bar{h}+\bar{e})^2}{1+\bar{h}+2\bar{e}} + \frac{(1-\bar{e})^3}{2} \quad (4)$$

さらに、受圧体中心 O 点から無次元距離 $\bar{x} = x/l$ において、受圧体の左右面が受ける圧力差は無次元化して次式のとおり導くことができる。

$$\begin{aligned} \Delta \bar{P} &= \frac{P_L - P_R}{P_1 - P_2} \\ &= \frac{\text{sign}(\bar{x})}{2} \left\{ \frac{\left(\frac{\bar{h} + \bar{e}}{\bar{h} + \bar{e} - 2\text{sign}(\bar{x})(1 - \bar{h})\bar{x}} - 1 \right)}{\left(\frac{\bar{h} + \bar{e}}{1 + \bar{e}} \right)^2 - 1} - 2\bar{x} \right\} \end{aligned} \quad (5)$$

この無次元圧力差 $\Delta \bar{P}$ は、受圧体中心 O 点に対称的に分布するので、 O 点回りに発生するトルクは上流側流路と下流側流路で発生するトルクの和で求め、発生トルク T を無次元化すれば次式で与えられる。

$$\tau = \frac{T}{2bl^2(P_1 - P_2)} = \int_0^{1/2} \bar{x} \Delta \bar{P} d\bar{x} \quad (6)$$

したがって、式(3)、(6)から流量 Q と発生トルク T の関係を導くと次式で表すことができる。

$$\frac{Q}{T} = \frac{1}{12\mu\kappa} \left(\frac{h_i}{l} \right)^3 \quad (7)$$

上式中の、 κ をゲイン係数と呼び、無次元トルク τ と流量特性係数 ε との比で定義される係数 ($\kappa = \tau/\varepsilon$) である。なお、このゲイン係数 κ は、すきま比 $\bar{h}$ と無次元偏心量 $\bar{e}$ のみで決定される値である。したがって、

Fig. 2 Gain factor κ

Fig. 3 Comparison of gain factor κ with previous slope/slope type ($\bar{h}=2.0$)

流体の粘度 μ があらかじめ与えられていれば、式(7)の右辺は定数となるので、受圧体中心 O 点回りのトルク T を検出することで流量 Q を求めることができる。

図2は、すきま比 $\bar{h}$ ($1.0 \leq \bar{h} \leq 5.0$) と無次元偏心量 $\bar{e}$ ($-0.9 \leq \bar{e} \leq +0.9$) に対するゲイン係数 κ の関係を示したものである。本研究で用いる受圧体は、片面が平行面（片面傾斜型受圧体と呼ぶ）であるため、従来の両側傾斜面（両側傾斜型受圧体と呼ぶ）のものに比べ、左側流路が平行流路で構成されている。平行流路の圧力分布は、流路の入口端から出口端まで直線的な勾配となり、両側傾斜流路に比べて受圧体全体にわたって左右面の圧力差が高まりゲイン係数 κ も大きくなる。また、 y 軸において左右対称の形状を有する従来の受圧体では、矩形管路中央から左右方向、すなわち、 y 軸の正負方向のどちらに偏心させても特性は管路中心軸に対して対称な特性になるのに対して、片面傾斜型受圧体では、正方向と負方向の偏心で特性が異なる。たとえば、偏心量が無い場合 $\bar{e}=0$ でも、受圧体の左右面が非対称であるために圧力差が生じる。本研究では、

受圧体を右方向に偏心させた場合（平行流路が傾斜流路より大きくなる場合）を無次元偏心量の正方向とした。同図より、ゲイン係数 k を大きくするためには、無次元偏心量 $\bar{e}$ が正で、すきま比が $\bar{h} > 1.5$ になるようにこれらの無次元パラメータを決定すればよいことがわかる。

図3は、片側傾斜型受圧体と、従来の両側傾斜型受圧体のゲイン係数 k を比較するために、すきま比 $\bar{h} = 2.0$ の条件における無次元偏心量 $\bar{e}$ とゲイン係数 k の関係を示したものである。同図より、片側傾斜型受圧体を用いた流量計のゲイン係数は、両側傾斜型受圧体に比べて4倍程度大きいことが確認できる。なお、両側傾斜型受圧体の場合においては、無次元偏心量 $\bar{e}$ が負の値にすると、圧力差が逆方向に生じるので、ゲイン係数 k も負の値となり、結果として受圧体中心O点回りに生じるトルクも時計回りになる。

4. 試作流量計と計測システム

4.1 試作流量計 本研究では、流量計の定格流量を $Q_{max}=10\text{L/min}$ 、入口側の供給圧力を $P_1=0.5\sim 2.0\text{MPa}$ とし、低圧源の油圧システムの流量を計測する目的で設計を行った。使用する流体は油圧用の作動油でありISO-VG32（油温 30°C ：粘度 $\mu=4.41\times 10^{-2}\text{Pas}$ 、密度 $\rho=860\text{kg/m}^3$ ）と同等品を用いる。表1に、提案する試作流量計の代表的な諸元を示す。まず、2つの設計パラメータ $\bar{h}$ 、 $\bar{e}$ の選定は、図2、図3に見るようにゲイン係数 k に大きく影響する。したがって、ゲイン係数 k ができる限り一定の値を示す $\bar{h} > 2$ 、 $0.4 \leq \bar{e} \leq 0.6$ の範囲でこれらのパラメータ $\bar{h}=2.73$ 、 $\bar{e}=0.455$ を決定した。その他の寸法諸元に関しては、流量計の内部流路において十分な二次元粘性流れが得られるように、矩形流路の縦横比を $h_1/b=1/30$ とし、受圧体の高さを $b=34.8\text{mm}$ 、入口平均すきまを $h_1=1.1\text{mm}$ とした。この場合、左右流路内の代表レイノルズ数の最大値は $Q=20\text{L/min}$ の条件でも $Re=420$ であり、十分に層流領域であることが確認できる。また、受圧体の長さ l は、トルク変換器の定格値（ $T_{max}=0.5\text{Nm}$ ）を考慮し $l=70\text{mm}$ と設計した。

4.2 計測システム 本流量計の性能評価を検証するための計測システムの概略を図4に示す。本流量計の入口側圧力は、可変容量形ポンプの圧力補償弁によって $P_1=0.5\text{MPa}$ に調圧した。流量は負荷弁によって調整され、負荷弁の下流に設置した基準流量計（歯車式：計測流量範囲 $0.6\sim 63\text{L/min}$ ）で基準流量 Q_{ref} を計測した。流量計本体（受圧体中心O点）には、負荷トルクに対してねじれ角度が極めて小さく、高剛性な微小トルク変換器（ひずみ式：定格トルク $T_{max}=0.5\text{Nm}$ 、分解能 $1/3000\text{F.S.}$ ）の検出軸が固定接続されている。さらに、流路内の圧力を計測モニターするため

Table 1 Specification of proposed flowmeter

Rated flow rate	$Q_{max}=10\text{L/min}$
Rated torque	$T_{max}=0.5\text{Nm}$
Clearance rate	$\bar{h}=2.73$
Non-dimensional eccentricity	$\bar{e}=0.455$
Inlet and outlet mean clearance	$h_1=1.1\text{mm}$
Length of plate	$l=70\text{mm}$
Width of plate	$a=33.8\text{mm}$
Height of plate	$b=34.8\text{mm}$

Fig. 4 Experimental apparatus

Fig. 5 Cross section of proposed flowmeter

に、左右流路の側面に流量計入口から出口（①から⑩）まで10箇所のコンジット孔を設けている。それぞれの間隔は、①—②および⑧—⑨間は30mm、③—④および⑤—⑥間は18.5mm、中央部の④—⑤間は23mmであり、それ以外はすべて25mmとした。左右流路内の圧力は差圧変換器（ひずみ式：最大差圧 20kPa ）を用いて以下のとおりに計測した。まず、流量計入口⑩での圧力を基準圧力として差圧変換器のポートを接続し、もう一方のポートを①から⑨の各コンジット孔に順次接続して、トルク検出と同時に基準圧力との各計測位置圧力との差圧、すなわち、左右各流路の圧力分布を計測した。また、作動油の粘度 μ を推定するために、流量計出口端に熱電対を設置し油温計測を行っている。以上、すべての計測信号は、高速AD変換器を搭載しているデータ解析装置により同時計測されPCに取り込まれる。

 Fig. 6 Effect of inlet and outlet block ($\mu=0.0280\text{Pas}$)

 Fig. 7 Comparison of plate ($\mu=0.0280\text{Pas}$)

5. 実験による性能検証

5・1 静特性実験 本流量計の基本特性である流量 Q と検出トルク T の関係式 (式(7)) は、流量計内部流路が二次元層流粘性流れであることを前提としている。本研究では、図 5 に示すような整流のためのブロック (長さ $L_b=60\text{mm}$) を受圧体の上流側に設置し助走区間を設けた。なお、受圧体出口領域における急拡大流れの損失等を抑制するために下流側にも同じ寸法のブロックを設置している。図 6 は、助走区間の効果を調べるために基準流量 Q_{ref} と検出トルク T の関係を測定した結果である。同図より、助走区間を設けない場合には、 $Q_{ref}<2\text{L/min}$ 程度の低流量域までは直線性を有しているが、それ以上の流量域ではトルクが飽和していく傾向にある。この現象は、CFD 解析の結果から、受圧体左右流路への流入時に急縮小流れが発生し、流体損失を起こすことに起因していると考えられる⁶⁾。他方、助走区間を設けた流量計は、トルク変換器の定格値 $T=0.5\text{Nm}$ まで直線性を有しており、助走区間の効果が極めて高いことが確認できる。

図 7 は、従来から提案していた両側傾斜型の受圧体と片側傾斜型の受圧体の形状の違いを流量・トルク特性によって比較した結果である。図 3 では、両側傾斜型と片側傾斜型のゲイン係数 κ を理論的に比較し、片側傾斜型が 4 倍程度大きいことを明らかにしている。同図より、実験でも同様の効果が得られることが確認できる。

(a) Reference flow rate versus generated torque

 (b) Comparison with analytical value for gain factor κ

Fig. 8 Basic static characteristics

 Fig. 9 Pressure distribution of proposed flowmeter ($Q_{ref}=4\text{L/min}$, $\mu=0.0441\text{Pas}$)

本流量計は、式(7)から明らかのように、受圧体が発生するトルク T だけではなく、使用する流体の粘度 μ にも依存する特性を有している。図 8 は、作動油の温度を $\theta=35\sim 50^\circ\text{C}$ の範囲で 5°C 刻みに設定し、粘度変化 ($\mu=1.88\times 10^{-2}\sim 4.41\times 10^{-2}\text{Pas}$) の影響を調べた結果である。同図(a)は流量・トルク特性、(b)はゲイン係数の設計値 κ_{th} と実験値 κ_{ex} の比を流量・トルク特性から求め、

粘度 μ との関係を示したものである。同図(a)より、本流量計の流量・トルク特性はいずれの粘度条件においても、低い流量域からトルク変換器の定格値まで高い直線性が得られていることがわかる。また、これらの特性について、実験を繰り返し行った結果、高い再現性を得られることも確認している。同図(b)に見るように、ゲイン係数 K による設計値との比較は、計測したすべての粘度条件でほぼ一定の値($\kappa_{ex}/\kappa_{th} \approx 0.8$)が得られた。このことから、同図(a)の流量・トルク特性の傾きが、基本原理で述べたように作動油の粘度のみに依存していると考えられる。

図9は、流量 $Q_{ref}=4\text{L/min}$ 、作動油の粘度 $\mu=4.41 \times 10^{-2}\text{Pas}$ (油温: 30°C) における左右流路の圧力分布を計測した結果である。プロットは、 $-35\text{mm} < x < +35\text{mm}$ における圧力計測点が受圧体での分布であり、 $x > +35\text{mm}$, $x < -35\text{mm}$ は上下流ブロック (平行流路) および流量計出入口での計測点である。同図より、本流量計内部の圧力分布 P_L , P_R は、実線 (左側平行流路) および破線 (右側傾斜流路) で示された二次元層流粘性流れの解析値と流量計下流部で多少の差異があるものの、定性的にほぼ一致している。この圧力分布から、傾斜流路と平行流路の圧力差によって受圧体中心にトルクが発生していることがわかる。また、発生する圧力損失は、上下流ブロックを含めても $P_1 - P_2 = 15\text{kPa}$ 程度であり、基準流量計として用いた歯車式 (カタログ値: $P_1 - P_2 \approx 40\text{kPa}$) や浮子式 (カタログ値: $P_1 - P_2 \approx 230\text{kPa}$) に比べて小さいことが確認できる。

5.2 流量計としての評価 流量計の工業的な有用性を実証するために、検出トルク T と油温 θ の計測結果から流量 Q を算出し、基準流量計との比較により評価を行った。本研究では、この演算をデータ解析装置内のデジタル信号処理器 (DSP) を利用して実時間で行っている。演算手順は以下のとおりである。まず、作動油 (ISO-VG32 相当) の粘度と温度の関係は、作動油メーカーの物性表にもとづき、次の近似式を作成した。

$$\mu = 19.24\theta^{-1.77} \quad (8)$$

つぎに、流量・トルク特性の補正に関しては図8(b)の結果を用いて補正係数 C ($=\kappa_{ex}/\kappa_{th}$) ≈ 0.81 の値を決定した。これより、本研究で試作した流量計の演算式は以下のとおり求められる。

$$\begin{aligned} Q &= f(T, \theta) = \frac{1}{C\kappa_{th}} \frac{1}{12\mu} \left(\frac{h_t}{l} \right)^3 T \\ &= KT\theta^{1.77} \end{aligned} \quad (9)$$

ここに、 K を算出流量係数と呼び、本実験では $K=9.52 \times 10^7$ を得た。

(a) Measured torque and oil temperature

(b) Calculated flow rate Q and reference flow rate Q_{ref}

Fig. 10 Evaluation of calculated flow rate Q

(a) Amplitude

(b) Phase

Fig. 11 Frequency response of flowmeters

図10は、油温を $\theta=60^\circ\text{C}$ から徐々に降下させ、負荷バルブによって流量を準静的に変化させて測定を行った結果である。同図(a)には、式(9)の検出トルク T と油温 θ を示し、

同図(b)には、実時間演算された流量 Q と基準流量 Q_{ref} の比較を約 40 分間の時刻歴にて示す。この結果から、本流量計によって算出された流量 Q は、ほぼ全領域にわたって基準流量 Q_{ref} に対して $\pm 3\%$ 程度の精度で一致しており、検出トルク T と油温 θ の測定にもとづき演算すれば、流量計として十分に実用性があることが認められる。なお今後の研究により、式(8)で求めた近似式や、式(9)の補正係数 C の精度を向上させることで、本流量計の算出流量 Q と基準流量 Q_{ref} との差異を減少させることが可能であると考えられる。

5.3 動特性実験 図 11 は本流量計と基準流量計の周波数応答を比較した結果である。基準流量計は、歯車式 (No.1) と浮子式 (No.2) の 2 種類であり、両者とも市販されている流量計では動特性に優れているものを採用した。本研究では、動特性を計測する流量計の下流部にノズルフラッパー型サーボ弁を設置して正弦波の流量入力を与えた。周波数応答の入力は実際の変動流量に相当するサーボ弁のスプール変位 X とし、出力は、本流量計の実時間演算流量 Q と基準流量 Q_{ref} (基準流量計 No.1, No.2) とした。実験条件は、油温 $\theta = 30^\circ\text{C}$ 、流量計入口圧力 $P = 1.0\text{MPa}$ 、サーボ弁差圧 $\Delta P_{servo} = 0.8\text{MPa}$ である。同図から、本流量計の振幅比が -3dB となる周波数は $f = 7\text{Hz}$ 付近であり、2 種類の基準流量計は両者とも $f \approx 10\text{Hz}$ であることがわかる。位相角に関しては、本流量計と基準流量計 No.1 が $f = 6\text{Hz}$ 付近まで同様の傾向で遅れており、約 $f = 4.5\text{Hz}$ で -45° となる。また、基準流量計 No.2 の位相角が -45° となる周波数は $f = 7\text{Hz}$ である。これらの比較より、本流量計は動特性に優れた基準流量計とほぼ同等の性能を有していることが明らかである。

なお、本流量計は受圧体中心 O 点回りのトルクを検出しており、この慣性モーメントが、動特性に影響を及ぼす要因の一つとなっている。本研究で設計した受圧体は、開発研究の初段階として静特性や、流量計内部の圧力分布などを調べることを目的としているために、比較的に大きな寸法で設計した。したがって、受圧体を小型化し、受圧体中心回りの慣性モーメントを減少させることによって、本流量計の動特性は、さらに向上することが期待できる。

6. 結 言

著者らは、受圧体と呼ぶ微小傾斜面を持つ板を矩形管路内に設置し、その両面に働く圧力差により発生するモーメントを流量に変換する原理の新たな流量計を提案している。

本研究では、流量計の基本特性を改善し、実際面としての流量計の工業的な有用性を評価するために種々の検証を行った。本報で得られた成果を以下に要約する。

- (1) 既存の両側傾斜面で構成される受圧体の形状を片側だけ平行面に形状変更し、より高い流量・トルクのゲイン特性が得られるように改良した。
- (2) 流量計出入口部に整流のためのブロックを設置し助走区間の影響を検証した。その結果、流量・トルク特性は $0 \sim 20\text{L/min}$ の領域において極めて高い直線性と再現性が得られることを確認した。
- (3) 検出トルク T と作動油の温度 θ を測定しディジタル信号処理器を用いて流量を実時間演算するシステムを構築した。トルクと油温を同時に変化させて実験を行い、算出した流量は基準流量計で計測した流量とほぼ一致することを明らかにした。
- (4) サーボ弁を用いて周波数応答実験を行い、本流量計の動特性を検証した。その結果、振幅比が -3dB となる周波数は $f = 7\text{Hz}$ 付近であり、高応答性能を有する 2 台の市販流量計とほぼ同等であることを確認した。

文 献

- (1) The Japan Society of Mechanical Engineers ed., *JSME Data Book : Flow Measurements*, (2000), p.165-173, The Japan Society of Mechanical Engineers.
- (2) Komiya, K., *Measurements of Flow quantity* (in Japanese), (2005), Asakura Publishing Co. Ltd..
- (3) The Japan Society of Mechanical Engineers ed., *JSME Mechanical Engineers Handbook Fundamentals α4 : Fluids Engineering*, (2006), The Japan Society of Mechanical Engineers.
- (4) The Japan Hydraulics and Pneumatics Society ed., *Hydraulics and Pneumatics Handbook, New edition*, (1989), p.115-147. Ohmsha Ltd..
- (5) Nishiumi, T., Ichianagi, T. and Konami S., 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), *Journal of Japan Fluid Power System Society*, Vol.35, No.4, (2004), P.63-69.
- (6) Blackburn, J.F., Lateral Forces on Hydraulic Pistons, *Transactions of ASME*, Vol. 75, (1953), p. 1175-1180
- (7) Konami, S., Nishiumi, T., *Hydraulic Control Systems*, (1999), p.46-60, Tokyo Denki University Press.
- (8) Ichianagi, T., Nishiumi, T., and Kuramoto, T., CFD analysis of torque detected type flow meter, *Proceedings of the 2nd International Conference on Computational Methods in Fluid Power Technology*, B-02, (2006-8).