パイロット弁付きガス整圧器の特性†

潘 衛 民*・藤 田 壽 憲*・清 水 真 也*
香 川 利 春*・大 谷 秀 雄**・谷田部 義 則***

Characteristics of Pilot Operated Gas Pressure Regulator

Weimin PAN*, Toshinori FUJITA*, Masaya SHIMIZU*,
Toshiharu KAGAWA*, Hideo OHTANI** and Yoshinori YATABE***

This paper describes modeling and characteristic analysis of a pilot operated gas pressure regulator which is generally applied in high pressure main pipelines of a city gas distribution system. The gas regulator is designed to be a perfectly non-bleed and self driven device which uses the upper stream gas pressure as the driving power source and is composed of a primary pressure regulator, a pilot valve and a main valve. A mathematical model of the gas pressure regulator is presented in the paper. Linearizing characteristics of the pilot valve using the input-output gain and output flow rate gain, a block diagram of a gas regulator is presented in the paper for analyzing system behavior. Effects of the supply pressure regulator which drives the pilot valve in the pressure of the secondary pressure plus a fixed bias pressure are analyzed. It is made clear that with the supply pressure regulator, characteristic variation to operating condition of the gas pressure regulator is sharply restrained. Relations among system characteristics, regulator element parameters and the operating condition are analyzed in the paper. The model is verified by experiments. Simulation results based on the mathematical model show good agreement with experimental results.

Key Words: fluid control, gas distribution, pressure regulator, pilot valve, modeling

1. はじめに

都市ガスはパイプラインにより供給され、工場から高压で送出された都市ガスは適正な使用圧力まで数段階にわたりガス整圧器を用いて減圧される。ガス整圧器は上流側の高压ガスを駆動源とする自力式の圧力制御弁であり、一般に低压配管においては直動式のものが、高压配管には高い流量制御範囲と圧力精度が要求されるためパイロット弁付のものが使用される。厳しい防爆性の要求から駆動に消費したガスも大気に放出することが許されず大気に対し完全なノンブリード構造を持つこと、パイロット付きのものではパイロット弁駆動圧を発生する一次減圧機構が存在することがガス整圧器の特徴となっている。

これまでガス整圧器の特性や安定性に関する研究は構造の簡単な直動形の整圧器を対象とするものしか見あたらない^{1),2)}。またガス供給に関する研究も見られるが、これらの研究ではいかに効率よくガスを供給するのかを目的としているためガス整圧器の特性については全く触れられず、圧力応答の解析に当たってはガス整圧器の静特性を用いているものがほとんどである^{3),4)}。ガス整圧器は空気圧減圧弁との類似性が見られるが、駆動圧の取り方やノンブリードであることなど、その構造は空気圧減圧弁^{5),6)}とは異なっている。

パイロット弁付ガス整圧器は高压幹線に設置され、その特性の影響もパイプラインの広範囲におよぶにもかかわらず、高压大流量で動作するため実試験は困難であり、ガス整圧器の開発に当たっては静特性の要求に基づいて設計したものを試行錯誤で動特性を改善する手法がいまだに採られている。パイロット弁付のガス整圧器では供給の圧力精度を決める定常特性ばかりでなく、複数のガス整圧器を並列に運転する場合の安定性などガス整圧器の動特性が重要であり、これらにかかわる課題も多く残されている。実際に「あおり」と呼ばれる不安定現象も知られておりガス整圧器の設置時の大きな問題となっている。また震災など緊急時にのシャットダウンプロセスにガス供給システムがどのような挙動を示すかはガス整圧器の特性にもよっており⁷⁾、ガス整圧器のシミュレー

† 第9回流体制御シンポジウムで発表(1994・11)

* 東京工業大学工学部 東京都目黒区大岡山 2-12-1

** 山武ハネウエル(株) 神奈川県寒川町大曲 4-1-1

*** 東京ガス(株) 東京都港区海岸 1-5-20

* Faculty of Engineering, Tokyo Institute of Technology, Meguro-ku, Tokyo

** Yamatake-Haneywell Co. Ltd., Samukawa-cho, Kanagawa

*** Tokyo Gas Co. Ltd., Minato-ku, Tokyo

(Received May 13, 1996)

(Revised October 23, 1996)

ションモデルの確立および動特性の解明が望まれている。

そこで本研究ではパイロット弁付ガス整圧器の特性を解明し、ガス整圧器の開発・設計に役立てることを目的とする。具体的にはガス整圧器の数学モデルおよびブロック線図を示し、動特性を表すパラメータを明らかにするとともに、特にガス整圧器に固有の一次減圧機構がパイロット弁特性およびガス整圧器の動特性に及ぼす影響を与えるかについて検討した。

主な記号

A : ダイアフラム受圧面積 [m^2], C : 粘性摩擦係数 [Ns/m], C_q : 流量係数, C_v : 定容比熱 [J/kgK], D_n : ノズル径 [m], F_r : クーロン摩擦力 [N], k : ばね定数 [N/m], h : 熱伝達率 [$\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$], K_2 : 下流配管のゲイン [Pa/m], m : 弁体質量 [kg], P : 圧力 [Pa], P_S : ノズル供給圧 [Pa], P_Δ : ノズル供給差圧 [Pa], Q : 質量流量 [kg/s], R : 気体定数 [$\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$], S_e : 排気絞り有効断面積 [m^2], S_h : 伝熱面積 [m^2], T_2 : 下流配管の時定数 [s], V : 容積 [m^3], W : ガス質量 [kg], x : 弁変位 [m], X : ばねの締め上げ量 [m], θ : 温度 [K], κ : 比熱比,

添字: 0: 平衡値, 1: 一次側, 2: 二次側, d : ダイアフラム室, p : パイロット弁, sv : 設定値, v : メインバルブ, w : 壁側

2. 構造と動作原理

Fig. 1 に本研究で対象としたガス整圧器の構造を示す。ガス整圧器はメインバルブ、パイロット弁のほかにパイロット弁ノズルへの供給圧を発生する一次減圧機構から構成される。高圧パイプラインではこの形式のガス整圧器が主に使用されている。

平衡状態ではパイロット弁の圧力設定ばねにより発生される力とパイロット弁のダイアフラムにかかる二次圧の力とが釣り合う。同時に一次減圧機構を介してノズルフラップの給気流量と排気絞りを（スモールホール）通過する流量が等しくなるので、メインバルブのダイアフラム室圧力が一定となりある流量で平衡することになる。

この状態から二次側圧力が変化あるいは圧力の設定値を変更すると、ダイアフラムに作用する力の平衡がくずれフラップが変位するので給気と排気の間に流量差を生じ、これがパイロット弁の出力流量となる。パイロット流量はメインバルブのダイアフラム室を充填もしくは放出し、ダイアフラムの上下間に差圧を発生する。この圧力により弁が駆動されガバナ通過流量が増減し二次圧力が変化する。二次圧力はメインバルブとパイロット弁にフィードバックされているので二次圧の変化に伴いガバナ開度が徐々に平衡状態に近づき、最終的には下流圧が再び圧力設定ばね力と平衡する、つまり設定圧力に到達するまで制御される。パイロット付きガス整圧器には多少異なる形式のものも存在するが、機器構成は全く同じであり本研究と同様な議論ができる。

Fig. 1 Gas Pressure Regulator with a Pilot Valve

3. 数学モデル

3.1 一次減圧機構

一次減圧機構とパイロット弁など各機器の間は管路により接続されるが、その配管長やパイロット流量を考えるとその影響は無視できるものとする。同様に管路によりフィードバックされる圧力には伝播遅れはないものとする。

一次減圧機構の出力圧、すなわちパイロット弁ノズルへの供給圧力はピストンにかかる力の平衡により決まる。ピストンには二次側圧力 P_2 とばね力に対抗して出力圧が作用しているので、出力圧 P_S は二次圧力にばね力分だけの差圧 P_Δ を保ち、

$$P_S = P_2 + P_\Delta \quad (1)$$

となる。当然のことながら一次減圧機構の流量特性はパイロット弁のノズル流量に対して十分な特性が得られるように給気弁径、内蔵ばね定数が設計されている。

3.2 パイロット弁

フラップ部の運動が十分速いものとしてモデル化を行う。フラップ部は面積の等しい二枚のダイアフラムにより支えられており、この力の平衡関係からノズルとフラップの間隙 x_p が決まる。

$$A_p(P_2 - P_d) = k_{sv}(X_{sv} - x_p) \quad (2)$$

するとノズルフラップを通過する流量 Q_n は次式となる。

$$Q_n = C_q(\pi D_n x_p) \phi(P_S, P_d, \theta_w) \quad (3)$$

ガス整圧器に流入する温度を正確に把握することは難しく、

ここではガス温度は管壁温 θ_w になるものと仮定する⁸⁾。一方、排気絞りを通して二次側に排気される流量 Q_h は次式となる。

$$Q_h = S_e \phi(P_d, P_2, \theta_d) \quad (4)$$

よってパイロット弁の出力流量は

$$Q_p = Q_n - Q_h \quad (5)$$

となる。ただし式(3)と(4)において関数 ϕ は次の通りである。 $P_l/P_h > 0.523$ のとき

$$\phi(P_h, P_l, \theta_h) = P_h \sqrt{\frac{2\kappa}{R\theta_h(\kappa-1)} \left\{ \left(\frac{P_l}{P_h} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{P_l}{P_h} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right\}} \quad (6)$$

$P_l/P_h \leq 0.523$ のとき

$$\phi(P_h, P_l, \theta_h) = P_h \sqrt{\frac{\kappa}{R\theta_h} \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}} \quad (7)$$

3.3 メインバルブ

パイロット弁の出力流量からダイヤフラム室内の圧力変化が状態方程式により以下のように求められる。

$$V_d \frac{dP_d}{dt} + A_d P_d \frac{dx_v}{dt} = R\theta_d Q_p + RW_d \frac{d\theta_d}{dt} \quad (8)$$

先と同様にガス温度が接続配管により管壁温 θ_w に回復すると仮定すると、流入時には

$$C_v W_d \frac{d\theta_d}{dt} = R\theta_d Q_p + (C_v Q_p + h S_h)(\theta_w - \theta_d) \quad (9)$$

流出時には

$$C_v W_d \frac{d\theta_d}{dt} = R\theta_d Q_p + h S_h(\theta_w - \theta_d) \quad (10)$$

となる。ただし h はダイヤフラム室の熱伝達率、 S_h は伝熱面積を表し計算では熱伝達率は一定とする⁸⁾。パッキンの摩擦力が粘性摩擦力和クーロン摩擦力の和で表されるとすると弁体の運動方程式

$$m \frac{d^2 x_v}{dt^2} = A_d(P_d - P_2) - C \frac{dx_v}{dt} - k_v x_v - F_r \quad (11)$$

が得られる。ガスなどの圧縮性流体の場合、弁の流量特性は非圧縮性流体の場合の C_v 値に対応した C_g 値により表示される。もちろん C_g 値は弁開度の関数であり、弁開度が求まるとガス圧縮器を通過するガス流量 Q_v が式(12)となる⁹⁾。

$$Q_v = 1.36 \times 10^{-10} C_g(x_v) P_1 \sin \left(\frac{60}{C_1} \sqrt{\frac{P_1 - P_2}{P_1}} \right) \quad (12)$$

ただし

$$\frac{60}{C_1} \sqrt{\frac{P_1 - P_2}{P_1}} > \frac{\pi}{2}$$

となる範囲では次式により求める。

$$Q_v = 1.36 \times 10^{-10} C_g(x_v) P_1 \quad (13)$$

C_1 は弁通過後の圧力回復を表す係数である。

Fig. 2 Experiment Apparature for I/O Characteristic

Fig. 3 Pressure I/O Characteristic of pilot Valve

4. 一次減圧機構とパイロット弁特性

4.1 入出力特性

二次側圧力を設定入力と見なしたときパイロット弁も圧力制御弁のひとつであり、その特性は一般に入出力特性と出力流量特性で表される¹⁰⁾。そこで一次減圧機構を含めたパイロット弁の入出特性と圧力流量特性について検討することにする。

Fig. 2に入出力特性の測定のための装置を示す。実験は全て圧縮空気を用いて行った。測定では二次圧力を精密減圧弁により与え、これを变化させたときの出力圧力を0.1級のブルドン管圧力計により計測した。結果を先のモデルによる計算結果とあわせてFig. 3に示す。下図にあるノズル供給圧を見ると二次側圧力に対して、ほぼ $P_\Delta = 570$ [kPa]と一定であり、式(1)による評価で十分であることがわかる。特性の右下がりの急峻な部分が制御領域であり、この傾きがパイロットの入出力ゲインである。モデルはこれらの様相をよく表していることがわかる。

Fig. 4 Experiment Apparatus for PQ Characteristic

Fig. 5 Output Flow Rate Characteristic of Pilot Valve

4.2 圧力流量特性

圧力流量特性は Fig. 4 の装置により測定を行った。具体的には P_2 を一定圧力に固定し、出力端に取り付けた可変絞りを調節しながら流量 Q_p と出力圧 P_d の変化を計測し図を作成した。流量は 2% の精度を有する面積式流量計で測定した。Fig. 5 に結果を示す。

曲線の各点における傾きが流量ゲインを与えるが、流量特性の非線形性のために動作状態により流量ゲインが異なり非線形な特性を有することがわかる。図には入出力特性と同様

にモデルによる計算結果も示してあり、流量特性においても良く一致している。

これらの結果から一次減圧機構が存在しても、通常のパイロット弁特性と同様な特性を有することがわかった。そこで次に一次減圧機構の特性への影響を調べる。

4.3 一次減圧機構の効果

一次減圧機構の働きとして次の二つの効果が期待できる。

(1) 一次圧の変動による特性変化を抑制する。

(2) 広範囲な二次圧設定に対して特性を一定化する。

減圧機構が存在すると P_1 がいかに変化してもパイロット弁への供給圧は一定となる。したがって一次圧が $P_1 > P_2 + P_\Delta$ となる範囲では任意の一次圧に対して入出力特性および流量特性とも全く同じになり、パイロット弁特性に関して (1) の効果は明白である。

そこで二次圧の変動によるパイロット弁特性の変化を調べ (2) の効果について検討する。パイロット弁特性はメインバルブの開度が 30% となる圧力を平衡点とした入出力ゲインと流量ゲインにより評価した。数学モデルの妥当性が確認されたので両ゲインは式 (14) および (15) により求めた。

$$K_p = \frac{C_q A_p \pi D_n}{S_e k_{ev}} \frac{\phi_{n0}}{\left(\frac{\partial \phi_h}{\partial P_d} \right)_0 - \frac{\phi_{h0}}{\phi_{n0}} \left(\frac{\partial \phi_n}{\partial P_d} \right)_0} \quad (14)$$

$$K_q = C_q S_e \left\{ \left(\frac{\partial \phi_h}{\partial P_d} \right)_0 - \frac{\phi_{h0}}{\phi_{n0}} \left(\frac{\partial \phi_n}{\partial P_d} \right)_0 \right\} \quad (15)$$

Fig. 6 の上図に入出力ゲインを下図に流量ゲインの計算結果を示す。一次圧が 2000 [kPa] から種々の圧力に減圧する場合を想定しており、一次減圧機構が存在しないと一次圧力により入出力ゲインが著しく異なる。一方、ある場合は広い圧力の動作範囲に対して入出力ゲインがほぼ一定となることがわかる。

Fig. 6 Change of Pilot Gains to P_2
(Effect of Supply Pressure Regulator)

Fig. 7 Block Diagram of Gas Regulator

ところが流量ゲインに関しては一次減圧機構の有無にかかわらず動作圧力が上昇するとともに流量ゲインが同程度ほど増加しており、二次側圧力に依存することがわかる。このことは動作圧力が大きくなると、同じ絞り有効断面積でも絞り通過流量が増加することに起因する。また供給オフセット圧力 P_Δ を高くすると入出力ゲインが大きくなるが流量ゲインが逆に小さくなることもわかった。一次減圧機構はパイロットの特性のうち入出力特性の変化を補償する効果しか持たず、(2) の効果はあまり期待できないことが明らかになった。

5. ガス整圧器の特性

5.1 ブロック線図

式 (1)~(13) を線形化してブロック線図に表すと Fig. 7 のようになる。パイロット弁の特性を式 (1)~式 (7) のかわりに式 (14) と式 (15) に示す入出力ゲイン K_p 流量ゲイン K_q を用いて整理できる。パイロット弁の出力流量 Q_p は次式により求める。

$$dQ_p = K_q \left(K_p \left(\frac{k_{sv}}{A_p} dX_{sv} - dP_2 \right) - dP_d \right) \quad (16)$$

またダイアフラム室のガスの状態変化に関する式 (8)~式 (10) は位相遅れ進みの特性を有することから、文献 8) および 10) と同様に線形近似してブロック線図に表すと Fig. 7 のダイアフラム室の部分となる。同図のメインバルブの部分にある二次振動系は式 (11) の運動方程式に当たり、 K_{mv} がメインバルブの流量ゲインを表す。このとき K_{mv} は式 (12) から図中に示した式により求められる。また K_c はバルブが変位することによるダイアフラム室の体積変化を表す。Fig. 7 右側の伝達関数 $G_p(s)$ はパイプラインの特性であり、下流圧力 P_2 からのループはメインバルブおよびパイロット弁に P_2 がフィードバックされる異により生じるループである。 Q_c はガス整圧器下流の需要変動を表すものとする。

配管圧力が上昇しても下流の需要が変化しないものと仮定

すると、配管圧力は無限に上昇することになる。したがって伝達関数 $G_p(s)$ は $G_p(0) \rightarrow \infty$ となり、無限大の定常ゲインを持つ。よってメインバルブにフィードバックされている二次圧のマイナーループをまとめると、仮定した先の配管の伝達関数 $G_p(s)$ の特性より定常ゲインは 1 となる。ゆえにパイロット弁の入出力ゲインが系のループゲインとなることが明らかになった。

Fig. 7 において T_p と T_h がダイアフラム室の圧力時定数と熱平衡時定数を、 K_c がダイアフラム室のコンプライアンスとメインバルブのばね定数の比を、 K_{mv} がメインバルブのゲインをそれぞれ表す。また ω_n はメインバルブのばね-質量系の固有周期であり、 ζ は粘性摩擦による減衰率を表す。これらにパイロットの入出力ゲイン K_p を加えたものがガス整圧器の特性を表すパラメータである。各要素を構成するダイアフラム面積、ばね定数など多くのものが特性パラメータに集約されており、ガス整圧器の特性への影響が容易にわかることから設計の際に有用である。

ここで、簡単にガス整圧器の静特性について言及しておく。上述と同様な配管特性を仮定して Q_c から P_2 までの伝達関数を求め、 $s \rightarrow 0$ とすると

$$\frac{P_2}{Q_c} = -\frac{1}{K_{mv}(1+K_p)} \quad (17)$$

を得る。この式により消費流量が変動するときのガス整圧器の圧力変化、すなわちガス整圧器の圧力流量特性が与えられる。直動型のガス整圧器の場合に対応させて考えると流量特性を $K_p + 1$ 倍も向上させることが可能であり、パイロット弁付ガス整圧器のを用いる理由である。

一般に熱移動による位相の変化、及びバルブシステムの動特性への影響は小さい。よって動特性は主にパイロット弁の入出力ゲイン K_p 、圧力時定数 T_p 、メインバルブの流量ゲイン K_{mv} に依存する。入出力ゲイン K_p はループゲインでもあるため速応性、安定性に直接影響する。また圧力時定数 T_p がガ

ス整圧器の定常特性には影響しないもののその値が小さくなると速応性を向上することができることが容易に想像できる。メインバルブゲイン K_{mv} については、この値が大きくなるほど外乱となる流量変動に対する速応性が改善されることが Fig. 7 よりわかる。

5.2 数学モデルの妥当性

数学モデル化の妥当性を確認するために Fig. 8 のような実験装置を構成した。ガス整圧器を駆動するためにはガス整圧器の開度に応じて適当な二次側圧力を発生させる必要がある。本装置では開度をポテンシオメータで計測しながら、圧力センサと空気圧サーボ弁を用いて二次側圧力をマイコンで制御することで圧力を発生させた。この方法では発生される二次圧制御系の圧力精度および速応性が重要であるが、実験を行った範囲では問題とはならなかった。実験には圧力 700[kPa] の圧縮空気を用い、弁開度から二次圧力までの関係は次式の一次遅れ要素で与えた。

$$T_2 \frac{dP_2}{dt} = -K_2 P_2 + x_v \quad (18)$$

T_2 は負荷の圧力時定数であり負荷容量によって決まる。 K_2 は圧力変動による消費流量への影響を表す係数であり実のガス配管の場合この影響が小さく K_2 の値がほぼ 0 となる。

圧力設定値を変化させたときのガス整圧器の応答を Fig. 9 に示す。ガス整圧器立ち上がりの応答、整定時の振動周期など計算結果がよく一致しており、提案した数学モデルの妥当性が確認された。従来の実験による試行錯誤の代わり、提案した数学モデルとこれまで示されている配管網の計算手法^{3),4)}を組み合わせることにより、ガス整圧器を含めたガス供給システムのシミュレーションが可能となり、前述の動特性を考慮に入れて検討すれば、不安定の回避および望ましい特性が得られるようにパラメータを調整することが容易に行える。

5.3 パッキン摩擦力の影響

ガス整圧器の開発ではパッキン摩擦の低減にも注意が払われる。そこでパッキン摩擦力が応答に及ぼす影響を与えるかについて検討した。Fig. 9 において一点鎖線はクーロン摩擦力を無くした場合のシミュレーション結果である。最大静止摩擦力はクーロン摩擦力に同じであるとした。パッキン摩擦力が全く無いと振動せずに整定するが、摩擦力が存在するとオーバーシュートが大きく減衰が悪くなることがわかる。ガス整圧器ではパッキン摩擦力が小さくなるように工夫がなされており、実測したクーロン摩擦力の値も 56 [N] と一般的なパッキン摩擦力よりも小さいが、本質的にこの程度の摩擦力は避けられずパッキン摩擦力もガス整圧器の安定性への影響が大きいことがわかった。

5.4 一次減圧器の影響

一次減圧機構の系全体への影響を検討した。Fig. 10 に二次圧の変動に対する一次減圧機構の効果を示す。同様に弁変位から二次圧力までの関係を一次遅れ要素とし、圧力によるガス整圧器の特性変化を調べるため、その時定数は動作圧力

Fig. 8 Experiment Apparatus for Gas Pressure Regulator

Fig. 9 Step Response to Setting Value

により変わらないものとした。減圧機構により一次圧が変動してもパイロット特性のみならず、他のガス整圧器の動特性を表すパラメータの値も同じになるのでガス整圧器の特性は全く変化せず、先の (1) に対する目的は達成できる。

また (2) の場合でも定常特性は式 (17) よりループゲインにより決まることから、4.3 節の結果を考慮するとはば性能は変わらないことがわかる。しかしながら Fig. 10 から二次圧を変化させると減圧機構がない場合に比較して応答の変化は小さくなるものの、減圧機構がある場合も応答が相違することがわかる。また二次圧力が高くなるほどパイロット流量ゲインが増加し圧力時定数が小さくなるにもかかわらず応答は逆に遅くなっている。この理由について考察する。い

Fig. 10 Change of Step Response to P_2
(Effect of Supply Pressure Regulator)

まガスの状態変化は等温変化でありメインバルブの動特性が無視できるものとするとき式(8)～(11)より次式を得る。

$$\left(V_d + \frac{A_d^2 P_d}{k_v} \right) \frac{dP_d}{dt} = Q_p R \theta_a + \frac{A_d^2 P_d}{k_v} \frac{dP_2}{dt} \quad (19)$$

左辺の括弧中に注目すると、ダイヤフラム室の容積 V_d と同様に二項目のメインバルブの駆動に伴うダイヤフラム室の体積変化が、ダイヤフラム室の圧力変化に作用していることがわかる。実際に値を代入して計算すると30%の開度のとき V_d は $3.7 \times 10^{-4} [\text{m}^3]$ となるが、二項目の値はこの約24倍となり圧倒的に二項目の影響が大きい。体積変化の効果は動作圧力に比例するので、先のパイロット弁の流量ゲインの増加が相殺される。結果としてガス整圧器の特性変動が抑制されるものの、完全には相殺されないで動作圧が増すと応答が相対的に遅くなるものと考えられる。

6. ま と め

(1) ガス整圧器をモデル化し、計算と実験結果の比較により整圧器の数学モデルの妥当性を確認した。ブロック線図によりガス整圧器の動特性を表し、特性を表すパラメータを示した。その中でパイロット弁の入出力ゲインがシステムのループゲインとなることもわかった。

(2) ガス整圧器に特有の一次減圧機構の効果について明らかにした。その結果、一次圧の変動に対するパイロット弁の特性の変化は全くなくなる。しかしながら二次圧の変化に対しては減圧機構により入出力特性はほぼ一定に保たれるものの、流量特性にはほとんど影響をおよぼさないことが明らかになった。

(3) したがって減圧機構により一次圧が変動してもガス整圧器の特性を一定化できる。一方、二次圧が変化すると特性変化が少なくなるが、パイロット流量ゲインばかりでなくメインバルブの体積変化の影響が大きく、ガス整圧器の特性変化は避けられないことがわかった。同時にパッキンの摩擦力もガス整圧器の安定性に大きく影響することも

明らかになった。

(4) 本論文で示したパラメータやブロック線図など得られた知見によりガス整圧器の設計・開発の指針が得られ、提案した数学モデルを用いてシミュレーションを行い特性の改善を行えば設計・開発のコストを削減できる。

本研究は東京地域一帯800万世帯のガス供給を賄うガス整圧器の設置に関連して行われたものであることを付言する。

参 考 文 献

- 1) 西尾宣明: ガバナ作動の理論的解析, 日本瓦斯協会誌 18-4, 65/75 (1965)
- 2) V. P. Shorin and V. Y. Sverbilov: Method to Improve Dynamic Characteristics and to Stabilize System with Gas Pressure Regulators, Proc. of 1st ISFP, 359/362(1991)
- 3) M. A. Stoner: Analysis and Control of Unsteady Flows in Natural Gas Piping System, Trans. ASME Basic Eng., 83, 331/340(1969)
- 4) J. Kralik et.al.: Modeling the Dynamics of Flow in Gas Pipelines, IEEE Trans. SMC 14-4, 586/596(1984)
- 5) 森永智昭: 空気減圧弁の動特性, 計測自動制御学会論文集 6-1, 68/73 (1970)
- 6) D. H. Tsai and E. C. Cassidy: Dynamic Behavior of a Simple Pneumatic Pressure Reducer, Trans. ASME Basic Eng., 83, 253/264(1961)
- 7) 吉岡宗之: 兵庫県南部地震による各種配管システムの損傷とそれらシステムにおける二次災害防止システムの問題点, 計測自動制御学会 流体計測・流体制御合同シンポジウム講演論文集, 89/94 (1995)
- 8) 香川利春ほか: ノズルフラップを入力部とするノンブリード形空気圧パイロット弁負荷容量の動特性に関する研究, 計測自動制御学会論文集 21-5, 480/486 (1985)
- 9) Driskell L. R.: Practical Guide to Control Valve Sizing, Instrumentation Technology, June 47/58 (1967)
- 10) 香川利春ほか: ノンブリード形空気圧パイロット弁の入出力及び出力流量特性, 計測自動制御学会論文集 16-3, 427/433 (1980)

[著 者 紹 介]

潘 衛 民

1985年上海交通大学大学院計算機応用学修士課程修了。同年東南大学熱エネルギー技術研究所助手, 1993年から東京工業大学理工学研究科博士課程入学, 現在に至る。プロセス制御, 空気圧制御システムの研究に従事。

藤 田 壽 憲 (正会員)

1988年金沢大学大学院工学研究科修士課程修了。同年, 金沢市生活環境部を経て石川職業訓練短期大学校講師。1992年東京工業大学工学部助手となり, 現在に至る。空気圧制御システムの研究に従事。日本機械学会, 日本油圧学会などの会員。

清水 真也

1995 年東京工業大学工学部制御システム工学
科卒業。同年 J R 貨物 (株) に入社、現在に至る。

香川 利春 (正会員)

1974 年東京工業大学工学部制御工学科卒業。同
年 (株) 北辰電機製作所入社、1976 年東京工業大
学工学部助手、1996 年同学精密工学研究所教授
となり現在に至る。空気圧制御システムなどの研
究に従事。日本機械学会、日本油圧学会などの
会員 (工学博士)。

大谷 秀雄

1987 年豊橋科学技術大学大学院修士課程修了、
同年山武ハネウエル株式会社に入社現在に至る。

谷田部 義則

1987 年慶応義塾大学理工学研究科計測工学専
攻修士課程修了。同年東京ガス株式会社入社現在
に至る。

.....