電磁弁と等温化压力容器を用いた流量サーボに関する研究

吉 満 俊 拓*・小 山 紀**・香 川 利 春***

Flow Rate Servo Using Solenoid Valve and Isothermal Pressure Vessel

Toshihiro YOSHIMITSU*, Osamu OYAMA** and Toshiharu KAGAWA***

In this paper, a flow rate servo system composed of an isothermal pressure vessel and a solenoid valve controlled an on-off method is proposed. In this method, the pressure fluctuation caused by switching action of valve cannot be avoided. However, this pressure fluctuation enables to examine the output flow rate by calculation. Therefore, it can be realized the dynamic flow rate servo system by yielding a desired flow rate directly.

The accuracy and responsibility of the dynamic flow rate servo system employing the solenoid valve and the isothermal pressure vessel are shown. And for the evaluation of this system, floating position control of the sphere ball is a "spout" toy for child and the control needs very delicate control of flow rate is tried. The method for suppressing the pressure fluctuation, which arises by the switching of solenoid valve, is proposed.

Key Words: solenoid valve, isothermal pressure vessel, flow rate control

1. 序 論

流量を連続的に制御して機器に供給する流量制御弁や流量サーボ弁では、流体が通過する絞りの有効面積、すなわち弁開度を調整している。制御されるのは弁の開度であるため、目的の流量が直接制御されるのではない。

一方、オンオフ動作で駆動する電磁弁は高速で開閉させたとき制御弁やサーボ弁のような連続制御が可能であり^{1)~4)}、圧力変動も浮動制御⁵⁾を行えば大幅に抑制が実現できることを著者らは示している。ところで圧力変動は負荷と出力される流量によって変化することから、圧力変動から出力流量を認知することが可能である。すなわち、電磁弁オン・オフ動作により連続的な流量制御を行えば、動的な流量変化を小さな圧力変化から検出でき、供給が目的の流量となるよう直接制御する流量サーボの実現が可能となる。

本研究では、電磁弁と等温化压力容器^{6),7)}を用い、容器内に生じる小さな圧力変動から流量を計測しながら、動的に目的の流量を供給する空気圧流量サーボを提案する。その精度

や応答性などについて示すと同時に、電磁弁の開閉により発生する圧力変動を極力抑制する方式を検討する。さらにその性能確認のため、子供の玩具である「吹き上げ装置」を使い、微妙な流量調整で可能になる球の浮遊位置制御を試み、この流量サーボの有効性について確認する。

2. 等温化压力容器

一般に流量を計測する場合、積算流量計などを使用するが、測定可能範囲に制限があることや静的な流量測定用であるため動的な流量の計測には不向きであることが問題となっている。また、動的な流量計測法としては空気の状態を断熱変化であると仮定して容積が既知の容器に空気を通し容器内の圧力変化から流量を算出する方法も提案されているが、実際には短時間でも熱変化は生じ測定結果に誤差が含まれてしまうため、正確な流量制御は困難である。熱変化を抑制には空気が膨張、収縮する際の温度変化を抑えるため伝熱面を大きくする必要がある。

そこで、本研究では圧力測定容器内にスチールウールを充填し空気の圧力変化に伴う温度変化を抑え、圧力変化から容器内に流入出した空気の質量流量を測定できる容器を使用し流量測定装置として使用する。この容器を等温化压力容器と呼ぶ。

3. 実験装置

流量サーボ装置および試験装置を Fig. 1 に示す。S₁ の電磁弁とその出力側に置かれた压力容器により流量制御⁸⁾を行なう。容器は出力圧力変動の低減と流量計測の両方の機能をもつ。S₁ が必要な時間だけ開放し負荷に目的流量を供給す

* 神奈川工科大学工学部福祉システム工学科
厚木市下荻野 1030

** 明治大学理工学部機械情報工学科 川崎市多摩区東三田 1-1

*** 東京工業大学精密工学研究所 横浜市緑区長津田町 4259

* Dept. of Welfare Systems Engineering Kanagawa Institute of Technology, 1030 Shimo-ogino, Atsugi

** Dept. of Mechanical Engineering, Meiji University, 1-1 Higashi-mita, Tama-ku, Kawasaki

*** Tokyo Institute of Technology Precision & Intelligence Laboratory, 4259 Nagatsuta-cho, Midori-ku, Yokohama
(Received February 20, 2004)

(Revised September 16, 2004)

Fig. 1 Scheme of experimental apparatus

る。動作の様子は電気回路の電源装置におけるスイッチングレギュレータに似ている。

この方式は非常に効率がい反面欠点ももつ。すなわちスイッチングレギュレータ電源装置は負荷電流が極端に少ないときは使えない。流量サーボも同様の問題点がある。しかし必要に応じてS₂を用いてリークを発生させれば解決する。また、この方式はリリーフ機能をもたない欠点もある。しかし同様にS₂を使ってリリーフ機能をもたせることもできる。

等温化圧力容器はすでに著者の一人が報告しているもので、ここでは580 cm³の容器に直径2 μmのスチールウールを256 g 充填させた。電磁弁は有効断面積10.1 mm²、限界周波数100 Hzの2ポート型を使用した。

種々の負荷条件における出力流量の精度を確認するため、負荷インピーダンスを模擬する絞りSe₂を交換している。この絞りの特性はサーボ系からは未知となる。ただし、流量の測定は絞りの有効断面積と圧力を用いて計算で求めている。

4. 動作方式と基礎式

目標流量近傍での等温化圧力容器内の圧力波形はFig. 2のようになる。

P_H, P_Lは容器内における圧力変動の最高および最低圧力[Pa・abs], T_a, T_bは弁の開および閉時間, Cは圧力変動幅である。a, bは圧力勾配の上昇および下降時を示す。

基礎式を以下に示す。

$\frac{P_n}{P_{n-1}} < 0.528$ (絞り部で閉塞する場合)では

$$G_n = Se_n P_{n-1} \sqrt{\frac{k}{R \theta_{n-1}} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \quad (1)$$

$\frac{P_n}{P_{n-1}} \geq 0.528$ (絞り部で閉塞しない場合)

$$G_n = Se_n P_{n-1} \sqrt{\frac{2}{R \theta_{n-1}} \frac{k}{k-1} \left\{ \left(\frac{P_n}{P_{n-1}} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_n}{P_{n-1}} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right\}} \quad (2)$$

となる。ただし、n=1, 2。また、弁の開閉時における容器内の圧力変化は

$$\frac{dP}{dt} = \frac{p_1}{\rho V} (G_1 - G_2) + \rho R \frac{d\theta_1}{dt} \quad (3)$$

Fig. 2 Scheme of pressure wave in the vessel

と、表現できる。容器内を等温変化として扱うことで以下のように近似できる。

$$\text{弁開時: } \frac{P_H - P_L}{T_a} = \frac{p_1}{\rho V} (G_1 - G_2) \quad (4)$$

$$\text{弁閉時: } \frac{P_H - P_L}{T_b} = \frac{p_1}{\rho V} G_2 \quad (5)$$

ただし、弁開時はG₁=0, また、Se₁, Se₂は弁および絞りの有効断面積[m²], θ₀, θ₁は供給および容器内平均温度[K], ρは密度[kg/m³], P₀, P₁, P₂は供給圧力[Pa・abs], 等温化圧力容器内圧力[Pa・abs], 大気圧力[Pa・abs], Vは容積[m³], Rはガス定数[J/(kg・K)], kは比熱比[-]を意味する。

未知の負荷インピーダンスや予期しない供給圧力の変化に対し流量制御が可能な原理はつぎのようである。(4)式および(5)式中の流量G₁, G₂は当然、負荷インピーダンスおよび供給圧力や外乱により変化し未知である。しかし式中のほかの変数が設定値、あるいは測定値として既知なため、弁閉、弁開時の圧力を計測すればこれらの式から、G₁, G₂が計算でき、とくに後者が出力流量となる。G₂が目標の流量になるよう、以下に示す制御方式により弁開閉とサンプリングを同時に行ない、次のT_a, T_bを前回の1サイクルのサンプリングで決定する。

5. 電磁弁開閉制御方式

電磁弁の開閉動作によって発生する容器内圧力変動は流量計測のため必須のものであるが、出力精度の面からは変動がないことが望ましい。そこで、流量計測の精度が損なわれない範囲で、可能な限り圧力変動を小さくする弁開閉制御方式を検討する。

5.1 リップル率制御方式

この制御方式は、圧力変動幅に起因するリップル率(P_H-P_L)/P₁を小さくするようPID制御したものである。なお、P₁は容器内平均圧力である。すなわち目的のP_H, P_Lを前回の弁開閉時のサンプリングで決定し、予想される必要な開閉時間T_a, T_bを(4)式と(5)式から決定する。以下に主な手順を示す。

- ・初期目標リップル率を決めておく。
- ・1サイクルからP_H, P_L, T_a, T_bを抽出する。

- ・図中 a において(1)(2)(4)式から P_0 を算出する。
 - ・図中 b において(1)(2)(5)式から G_2 を算出し、 P_H と P_L の平均値 P_1 と G_2 から目標流量値との誤差を PID 制御する。
 - ・目標流量値との誤差を使った PID 制御則よりつぎのサイクルのリップル率を決定する。
 - ・ P_H , P_L が決まるので(4)(5)式より T_a , T_b が決まる。
- 圧力変動、すなわちリップル率を小さくするには図中 C を最小にするように操作することが望ましいが、一方で弁性能の必要な動作時間を確保する必要がある。また同時に圧力の平均値が目標圧力に一致するように C の領域を設定し圧力精度を保つ必要がある。これらを折衷するために、目標流量と現在の流量との誤差に応じて圧力幅 C を制御する。したがって実際のリップル率はあらかじめ与えた初期リップル率とは異なり、条件に応じて変化する。

5.2 開時間制御方式

この制御方式は T_a , T_b を直接調整するものである。ここでは電磁弁の開時間を PID 制御している。以下に主な手順を示す。

- ・目標流量と目標駆動周波数を入力する。
- ・1 サイクルから P_H , P_L , T_a , T_b を抽出する。
- ・a において(1)(2)(4)式から P_0 を算出する。
- ・b において(1)(2)(5)式から G_2 を算出する。
- ・ P_1 と G_2 から目標流量値との誤差を PID 制御する。
- ・つぎのサイクルの弁開時間を決定する。

弁の開閉周波数を可能な限り高くするため、弁閉時間を弁の限界駆動周波数から与えられる値(一定値)とし、目標流量と現在の流量との誤差から弁開時間を制御する。

6. 流量精度の特性評価

6.1 実験条件

以下の条件で実験を行なった。

Fig. 3 Scheme of pressure and flow rate wave (a)

- (a) 負荷絞りや供給圧力が一定のとき：定常的な基本特性を見るものである。例として目標流量が $20 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ の場合の圧力と流量応答を Fig. 3 に示す。
- (b) 目標流量を変化させたとき：目標流量を変化させたときの目標への応答性を見るものである。例として $15 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ から途中で(6秒後に) $30 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ へ変化させた場合の圧力および流量応答を Fig. 4 に示す。
- (c) 容器内の圧力を変化させたとき：急激な外乱による影響を調べたものである。例として目標流量を $20 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ とし、途中で(6秒後に)電磁弁 S_2 で 0.1 s 間の強制排気を行なった。この場合の定常に戻る過程の圧力および流量応答を Fig. 5 に示す。
- (d) 供給圧力を変化させたとき：同じく外乱として供給

Fig. 4 Scheme of pressure and flow rate wave (b)

Fig. 5 Scheme of pressure and flow rate wave (c)

Fig. 6 Scheme of pressure and flow rate wave (d)

圧力の変化による影響を調べたものである。例として目標流量を $20 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ とし途中で(18秒後に)電磁弁 S_3 を開放し供給圧力を 100 kPa 下げたときの圧力および流量応答を Fig. 6 に示す。

6.2 考察

流量精度を明らかにするため、4つの条件における圧力および出力流量変化の標準偏差を定常状態時から得た結果を Table 1 に示す。

Table 1 から開時間制御方式は効果的に圧力変動を抑制できるが、出力流量の精度はリップル率制御方式の方が優れていることが示されている。これは開時間制御方式では、開閉の時間決定が1サンプル遅れるため、急激な流量変化面に対し瞬時に弁が全開全閉状態にならないために誤差が生じたと考えられる。一方、リップル率制御方式では圧力幅を絶えず観測して制御しているため、遅れが発生せず誤差が少なくなっている。

外乱による影響を調べた結果では、リップル率制御方式では外乱発生後も安定しているが、開時間制御方式では外乱発生前と比べ多少低下していることもわかった。

たとえば Fig. 5 に示される容器圧力を強制的に下げた後は、開時間制御方式では圧力および流量のオーバーシュートが確認でき、静定後も出力流量の変動が他方より多い。安定性の面でもリップル率制御方式が優れている。

Fig. 6 に示される供給圧力変化の影響を調べた結果では、目標の流量に回復するまでの時間はリップル率制御方式では3秒要するのに対し、開時間制御方式では12秒と大きな違いとなって現われた。これはやはり開時間制御方式では弁開閉時間の決定に遅れを生じ、開閉時間が不足したと考えられる。しかしいずれの場合も供給圧力の予期せぬ変化に対応できることがわかる。

つぎに圧力変動を抑える効果を両方の制御方式に対し調べた。負荷流量や供給圧力を一定として、目標流量値を60、

Table 1 Standard deviation of pressure and flow rate

	(a)	(b)	(c)	(d)
Ripple rate control	6.92 0.17	4.54(8.91) 0.10(0.17)	5.51(5.38) 0.21(0.21)	7.74(7.66) 0.13(0.13)
Open time control	5.47 0.41	3.89(5.58) 0.37(0.37)	2.89(2.89) 0.92(0.99)	6.65(6.39) 0.26(0.48)

(Upside: Pressure band kPa, Downside: Flow rate $\times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$, parenthesis: After the change)

Fig. 7 Standard deviation of pressure and flow rate

80, $100 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ の3種類に設定した。そして圧力および出力流量の標準偏差を求めた。

まず、原理的に圧力変動は弁駆動周波数が高ければ小さくできるので、弁駆動周波数を変えた結果を Fig. 7 に示す。以前に示されたようにリップル率制御方式では出力流量精度の面で優れているが、開時間制御方式は圧力変動抑制の面で優れている結果が得られた。さらに、リップル率制御方式では弁駆動周波数が10 Hz 以上になると動作が不安定になっている。これは、弁開閉周波数が高くなり圧力変動が小さくなりリップル率が小さくなれば、演算された弁開閉時間は弁の性能にとって不合理となったためと考えられる。一方、開時間制御方式では高い周波数まで制御可能であるが、同様に弁の性能を超えた状態で制御するため流量の誤差も大きくなってしまふ。つまり、出力流量の精度を向上させるにはある程度の圧力変動幅を確保することが必要であることが示された。

つぎに排気側に設置した絞り径を変化させ、負荷のインピーダンスを不連続に変化させたときの結果を Fig. 8 に示す。2つの制御方式の出力流量精度を比較するため、精度に

Fig. 8 Standard deviation of pressure and flow rate (Effect of orificediameter)

影響する駆動周波数は一致させた。圧力変動の標準偏差は2つの制御方式ともによく似た結果となっているが、リップ率制御方式の方が出力流量の精度の面から明らかに優れていることが確認できる。

7. 「吹き上げ」を使った性能確認

流量サーボの性能確認のため、子供のおもちゃとして知られる「球の吹き上げ」の吹き上げを流量サーボで行ない、球の位置(高さ)を操ってみた。実験装置を Fig. 9 に示す。制御方式は応答性に優れるリップ率制御方式を用いた。吹き上げられた球の高さは超音波センサによって計測する。

流量は球の適当な静止位置から逆に決定した。その結果目標流量を 80, 100, 120 $\times 10^{-3}$ m^3/s とした。それぞれの流量における球の位置の変化と、このときの流量変化を Fig. 10 に示す。

つぎに球の高さを段階的に変化させるテストを行なった。まず流量を 120 $\times 10^{-3}$ から 80 $\times 10^{-3}$ m^3/s へ、つぎに 80 $\times 10^{-3}$ から 120 $\times 10^{-3}$ m^3/s へ変更したときの、流量変化と球の位置の変化を Fig. 11 に示す。球はステップ状に高さを変えている。

さらに、球の高さを連続的に変えた。目標流量を正弦波状に変化させた場合の流量変化と球の位置の変化を Fig. 12 に示す。

それぞれの実験結果から球がうまく操れていることが確認できる。球は最初の吹き上げで位置決めするときに大きく振動している。これは流出口から出る空気が球に対してバネの

Fig. 9 Scheme of spout toy

(a) Flow rate wave

(b) Height wave

Fig. 10 Experimental result of step response

働きをしているとためと考えられ興味深い。

Fig. 13 では参考までに、電磁弁を浮動制御⁵⁾で動作させ、圧力変動のない完全な比例制御を行なった場合の結果を示した。リップ率制御によるオンオフ制御との比較では、球の振動幅は大きな差は見られなかった。これはリップ率制御方式が十分高精度に流量を出力しているためと考えられる。

(a) Flow rate wave

(b) Height wave

Fig. 11 Experimental result of square response

(a) Flow rate wave

(b) Height wave

Fig. 12 Experimental result of sinusoidal response

Fig. 13 Height of blow up device

8. 結 論

本研究では目標流量を直接指示し、動的な流量調整が可能な空気圧流量サーボを実現した。従来の比例制御流量制御系には外部に流量センサを含むフィードバック制御系が必要であり、直接流量を指示できる機能をもたなかった。

提案するサーボ系では電磁弁で流量を直接制限し、このとき電磁弁動作により発生する圧力変動を利用し流量計測を行ない、目的の流量となるよう電磁弁の開閉操作を調整する。この流量サーボは供給圧力や負荷へのインピーダンス変化がそれぞれ未知であっても、指示された流量を供給可能なことを示し有効性を示すことができた。

電磁弁を制御要素として用いた場合、出力流量の精度は平均流量と圧力変動の両面を評価しなければならないが、実験の条件では平均流量(目標流量)の誤差は、2%程度、圧力変動を評価したリップル率は4%程度と満足すべきレベルにある。

圧力変動を低減する方式を確立する目的で、リップル率制御方式と開時間制御方式を比較した。前者は応答性が優れ圧力変動に起因する精度も全般的に良好な特性を示したのに対し、後者は圧力変動を抑制できる効果があることが示された。

動作精度を確認するため、人では困難な細やかな操作が必要とされる「吹き上げ装置」による球の浮上位置制御を行った。その結果、球の位置により流量の精度を目で確認することもできた。本方式は原理的にオンオフ動作とならざるを得ないが、球位置による精度評価ではオンオフを行なわない浮動制御方式と大差なく、高精度な操作が可能な流量サーボの機能を有していることを確認することができた。

参 考 文 献

- 1) 則次, 高岩: 外乱オブザーバを用いた空気圧サーボ系のインピーダンス制御, 計測自動制御学会論文集, **30**-6, 677/684 (1994)
- 2) 鈴木, 古屋, 長田佐, 大内: 超音波 PWM バルブによる空気圧シリンダの位置および力制御, 精密工学会誌, **61**-9, 1322/1326 (1995)
- 3) 揚, 川上, 河合: パルス変調方式による空気圧シリンダの位置制御に関する一考察, 油圧と空気圧, **27**-6, 803/809 (1995)

- 4) 小山, 香川, 安達, 原田: 電磁弁を使った空気圧レギュレータの負荷への適応, 油圧と空気圧, 22-7, 800/806 (1991)
- 5) 片山, 片桐, 川島, 香川: 電磁弁直動空気圧レギュレータのリップル低減, 油圧と空気圧, 28-6, 673/678 (1997)
- 6) 川島, 藤田, 香川: 等温化圧力容器を用いた空気の非定常流量発生装置, 計測自動制御学会論文集, 34-12, 1773/1778 (1998)
- 7) T. Imaizumi, O. Oyama and T. Yoshimitsu: Study of Pneumatic Servo System Employing Solenoid Valve Instead of Proportional Valve by Keeping the Solenoid Valve Plunger to be Floating, Fluid Control Measurement And Visualization, FLUCOME 2000, 073 (2000)

[著者紹介]

吉 満 俊 拓 (正会員)

2000年明治大学大学院理工学研究科博士課程修了, 同年神奈川工科大学福祉システム工学科助手, 現在に至る. 博士(工学). 空気圧制御システム, 福祉機器の研究に従事. 日本フルードパワーシステム学会, 計測自動制御学会などの会員.

小 山 紀

1951年1月21日生まれ. 1978年明治大学大学院博士後期課程単位取得後退学. 同年明治大学工学部(現理工学部)助手. 現在は教授. 流体制御の研究に従事. 日本フルードパワーシステム学会, 日本機械学会, 日本設計工学会などの会員. 工学博士.

香 川 利 春 (正会員)

1974年東京工業大学制御工学科卒業. 同年北辰電機製作所入社, 76年東京工業大学工学部制御システム工学科助手, 同講師, 同助教授を経て, 現在同大学精密工学研究所教授. 流体制御システム, 流体計測, 生体計測に関する研究に従事(工学博士). 計測自動制御学会評議員, 日本フルードパワーシステム学会理事, 日本機械学会などの会員.