

空気圧駆動システムのための 流量ツインドライブシステムによるデッドゾーン補償法*

白戸 (高木) 柚衣** 大西 亘*** 藤本博志† 堀 洋一† 坂田晃一†† 原 篤史††

Dead Zone Compensation Method
by Mass Flow Rate Twin Drive System for a Pneumatic Driving System

Yui TAKAKI SHIRATO, Wataru OHNISHI, Hiroshi FUJIMOTO, Yoichi HORI, Koichi SAKATA and Atsushi HARA

Pneumatic cylinders have advantages of light weight, low heat generation, and low cost, making them potentially suitable for coarse motion stages in large positioning systems. However, the high-precision and high-speed positioning with the pneumatic driving system has many challenges. One challenge is the dead zone, which is one of the nonlinear characteristics. The conventional dead zone compensation method using the inverse model of the valve cannot cope with the dead zone variation caused by temperature and pressure fluctuation. Furthermore, the effect of nonlinearity is strong at small flow rates near the dead zone, making flow control difficult. To solve these problems, we proposed a twin-drive system using two valves, which can control the sum and difference of mass flow rates (total flow rate and leakage). By setting the leakage of the mass flow rate, the system can be driven at an operating point with high linearity, which enables precise flow control. The interference between the two valves was decoupled by the Hadamard matrix. The experimental results show that the mass flow rate difference follows the reference value without being affected by the dead zone compared to the conventional method.

Key words: twin drive system, pneumatic valve, valve dead zone, pneumatic cylinder, mass flow rate control, interference, hadamard matrix

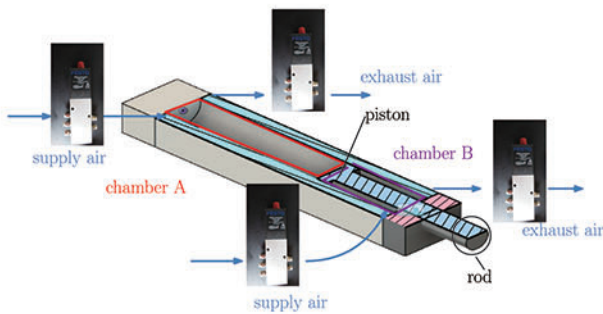


Fig.1 Schematic of pneumatic cylinder

1. 序 論

液晶ディスプレイの製造に用いられる位置決めステージは高速高精度化と大型化を両立するために、粗動ステージと微動ステージの二段構造となっている¹⁾。粗動ステージにはリニアモータが用いられているが、装置の大型化と高加速度を背景に発熱や推力不足が問題となっている²⁾³⁾。このため、大推力化しても低発熱で、軽量のため推力不足の問題が少ない空圧シリンダの適用が提案されている⁴⁾。

空気圧駆動系は、図 1 に示すように、電磁弁、空気圧シリン

ダ、シリンダ内の空間であるチャンバ、および二つのチャンバを隔てるピストン、ピストンに接続されたロッドからなる。空気圧シリンダは、ふたつのチャンバ間の圧力差により推力を発生させる。各々のチャンバの圧力は、電磁弁により制御される流量とチャンバ体積によって決定される。したがって、空圧駆動系は位置・圧力・流量・電磁弁通電電圧という物理量により制御されており、特に高速高精度位置決めを目的とした空圧駆動系に関しては、位置と圧力をフィードバック (FB) 制御する手法が広く用いられている⁵⁾⁶⁾。

位置と圧力を FB 制御する手法の多くは流量において電磁弁のデッドゾーンを補償を行わないが、その場合デッドゾーンが位置や圧力の制御帯域を制限してしまうという問題がある⁵⁾⁷⁾。電磁弁のデッドゾーンは電圧を入力しているにもかかわらず流量が出力されない非線形性である⁸⁾。流量制御系において補償されない場合圧力制御系がこれを補償するが、圧力と流量の間には積分器が存在するため圧力制御系は高速に補償することができない。そのため電磁弁のデッドゾーンは圧力や位置の FB 制御帯域と精度を制限する一因となってしまう⁴⁾⁷⁾¹¹⁾。したがって圧力制御系より内側の流量制御系におけるデッドゾーンの補償が望まれる。

流量制御系におけるデッドゾーンの補償法としては、流量の逆モデルを用いてフィードフォワード (FF) 的に流量指令値に必要な電圧を計算する手法が一般的である¹²⁾。その理由は一般的な流量計は定常流量の測定用であるため応答時間が長い。したがって帯域の高い流量 FB 制御系を構築することが難しいためである¹³⁾。この手法の問題点は変動に対処できないことである。電磁弁の逆モデルは流量指令値から電圧までの関数で

* 原稿受付 令和 3 年 1 月 28 日
掲載決定 令和 3 年 5 月 31 日

** 正会員 株式会社ニコン (神奈川県横浜市栄区長尾台町 471)
旧 東京大学 (千葉県柏市柏の葉 5-1-5)

*** 正会員 東京大学 (千葉県柏市柏の葉 5-1-5)

† 東京大学 (千葉県柏市柏の葉 5-1-5)

†† 株式会社ニコン (神奈川県横浜市栄区長尾台町 471)

あり、定常的な入出力特性のデータをもとにあらかじめ設計されている。実際には気温などのパラメータ変動や流路間の空気の干渉によってデッドゾーンが変動しうるが、あらかじめ設計した逆モデルでは変動に対処できない。

この問題に対処するため高速な流量計を用いて電磁弁の流量FB制御が提案された¹³⁾⁻¹⁶⁾。従来の流量FB制御の方法は大きく二つに分けられるが、両方ともデッドゾーンの影響を強く受けてしまう。一つはデッドゾーンを流量FB制御器のみで補償する手法であり、プラントが非線形性を持つため流量FB制御の帯域を下げてしまうと考えられる¹³⁾。もう一つは非線形性補償用のモデルを電磁弁の前に挿入し逆モデルから電磁弁までをプラントとみなし、モデル化誤差による影響を流量FB制御により補償するというものである¹⁴⁾⁻¹⁶⁾。逆モデルに低流量の指令値が入力されるとデッドゾーン電圧近くの電圧が出力されるため、特性変動があるとプラントが非線形性を持ってしまふ。その結果モデルを用いる流量FB制御では低流量の指令値への追従性が劣るという問題がある。

本研究では流量FB制御系に対して、二つの電磁弁を用いるツインドライブシステムを導入することで、非線形性補償のためのモデルを用いずに、電磁弁のデッドゾーンを補償する手法を提案する。ツインドライブシステムは差のモードと和のモードにより二つのプラントを制御し、二つの電磁弁の流量差をタンクに流入する空気の流量として利用する。この手法ではタンクに流入する流量にかかわる差のモードにおいて、逆モデルなしにデッドゾーンの大部分を除去することができる¹⁷⁾¹⁸⁾。さらに和のモードにおいて流量和を制御することで、それぞれの電磁弁の流量がデッドゾーンの影響を受けやすい低流量となることを避けることができる。したがって本研究で提案する手法では、従来の流量FB制御では追従性が低いデッドゾーン近くの低流量の指令値への追従性向上が期待できる。

また、本研究のもう一つの意義として、2ポート弁の流量FB制御を可能にしたという点も強調しておきたい。2ポート弁を用いて空気を出し入れする場合、給気用と排気用に二つの電磁弁が必要である¹⁹⁾²⁰⁾。そのような構成では、各電磁弁を流量FB制御する手法では流路間の干渉のため指令値に追従できないが、ツインドライブシステムは非干渉化に有効な分散制御法の一つであり干渉を解決することができる²¹⁾⁻²³⁾。

実験検証として、2ポート弁を用いた流量制御実験を行った。弁の非線形性に対して静的な逆モデルを適用した従来法に比べ、ツインドライブシステムを用いる提案法は高い追従性能を持つことが示された。

2. 実験装置

本研究で取り扱う実験装置を図2に示す。本実験装置はタンクを出入りする空気の流量を制御することが目的であり、主に圧力タンク(5L)、給気用・排気用電磁弁(FESTO, MPYE5-1/8-LF-010-B)、圧力計(VALCOM, VPRT)、流量計(Keyence, FD-A100,FD-V40A)、制御器(OMRON, PMAC)により構成される。圧縮空気は、レギュレータにより減圧後、給気用電磁弁へ供給される。排気用電磁弁はタンクから大気に空気を排出する。本研究では、5ポート弁である電磁弁の使用しない弁をふさぎ、2ポート弁として用いる。それぞれの弁には圧力計と流量計が備えられており、給気用電磁弁上流・タンク内・排気用電磁弁下流の圧力と弁ごとの流量を計測することができる。従来法は流量指令値および圧力値を用いて、提案法は流量指令値

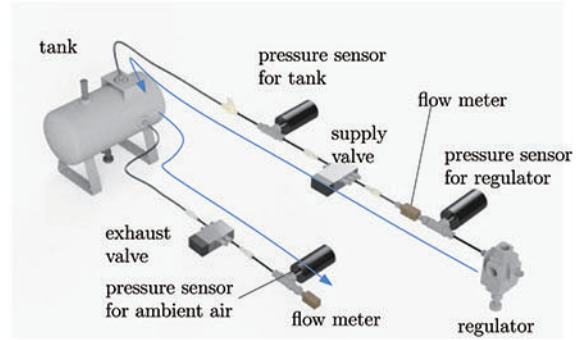


Fig.2 Hardware setup of a mass flow rate control system with two valves

および流量計測値を用いて電磁弁通電電圧を制御器において演算する。

3. 従来の逆モデルによる補償法¹²⁾

本研究で従来法として扱う、電磁弁の静特性を逆モデルにより補償する手法のブロック図を図3に示す。図3中、 $\dot{m}_{ref,dif}$ は、二つの電磁弁の流量差の指令値であり、全体としてタンクに流入する流量の指令値を表す。この指令値をcaseブロックにおいて式1、式2に示す分配則によって給気弁の指令値 $\dot{m}_{ref,sup}$ と排気弁の指令値 $\dot{m}_{ref,exh}$ に分配する。また、図中Invは電磁弁の電圧流量特性の逆モデルであり、給気側電圧 v_{sup} と排気側電圧 v_{exh} を出力する。電圧流量特性は第5.1節に示すように電磁弁の定常的な入出力特性のデータに基づいてモデル化を行った。

$$\dot{m}_{ref,sup} = \begin{cases} \dot{m}_{ref,dif} & (\dot{m}_{ref,dif} > 0) \\ 0 & (\dot{m}_{ref,dif} \leq 0) \end{cases} \quad (1)$$

$$\dot{m}_{ref,exh} = \begin{cases} 0 & (\dot{m}_{ref,dif} > 0) \\ -\dot{m}_{ref,dif} & (\dot{m}_{ref,dif} \leq 0) \end{cases} \quad (2)$$

4. 提案するツインドライブシステムを用いた流量制御法

4.1 ツインドライブシステムの概要¹⁷⁾¹⁸⁾

ツインドライブシステムは、センサの値をモード変換しモードごとに制御を行う分散制御法の一つである。この変換行列はアダマール行列として知られており、非干渉化することができる²²⁾²³⁾。また、ツインドライブシステムはモータの摩擦補償法として提案された手法である¹⁸⁾。モータは静止摩擦があるため低速な指令値への追従が難しいが、二つのモータを用いて速度差を出力として利用することにより、低速な指令値に対しても静止摩擦の影響を避けて追従させることができる。ツインドライブシステムは差のモードと和のモードを持ち、モータの制御において差のモードは二つのモータの速度差、和のモードは各モータの速度のオフセットをそれぞれ制御する。和のモードは出力には直接影響しないが、各モータの速度のオフセットを高く保つことで静止摩擦の影響を避けるという役割がある。

本研究では、電磁弁のデッドゾーンによる非線形性を干渉の影響を受けずに抑圧するためにツインドライブシステムを導入する。提案する流量ツインドライブシステムでは、差のモードは二つの電磁弁の流量差、つまりタンクに最終的に流入する流

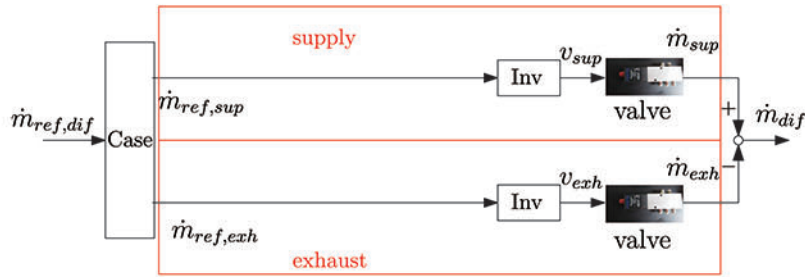


Fig.3 Block diagram of Conventional method: mass flow rate FF control with two valves

量を制御するモードである。また和のモードは流量和、つまりリーク流量を制御するモードである。モータの場合と同様、流量和のモードを高く保つことにより、流量差の指令値が低流量であっても、各電磁弁においては線形性が高い動作点を用いることができる。また、ツインドライブシステムによる非線形性補償は、各アクチュエータの差を取るという演算で行われるため、モデルフリーであり、デッドゾーンのモデル化を必要としない利点がある。

ツインドライブシステムに基づく流量制御系のブロック線図を図4に示す。給気側の電磁弁への電圧指令値を v_{sup} 、給気側電磁弁の出力である空気の流量を \dot{m}_{sup} 、排気側電磁弁への電圧指令値を v_{exh} 、排気側電磁弁の出力である空気の流量を \dot{m}_{exh} と表す。差のモードの流量指令値を $\dot{m}_{dif,ref}$ 、差のモードの流量を流量差の半分の \dot{m}_{dif} 、和のモードの流量指令値を $\dot{m}_{sum,ref}$ 、和のモードの流量を流量和の半分の \dot{m}_{sum} と表す。差の仮想プラントに対する制御器は $C_{fb,dif}^m$ 、和の仮想プラントに対する制御器は $C_{fb,sum}^m$ であり、それぞれの制御器から出力される電圧を v_{dif} 、 v_{sum} とする。二つの流量計により得られた流量測定値は、式3を用いて和のモードと差のモードに変換する。また voltage conversion ブロックにおいて式4を用いて差と和のモードの電圧指令値を実際の電磁弁の電圧指令値に変換する。

$$\begin{pmatrix} \dot{m}_{sum} \\ \dot{m}_{dif} \end{pmatrix} = \frac{1}{2} \begin{pmatrix} 1 & 1 \\ 1 & -1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \dot{m}_{sup} \\ \dot{m}_{exh} \end{pmatrix} \quad (3)$$

$$\begin{pmatrix} v_{sup} \\ v_{exh} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & 1 \\ 1 & -1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \dot{v}_{sum} \\ \dot{v}_{dif} \end{pmatrix} \quad (4)$$

4.2 プラントのモデリング

4.2.1 一つの電磁弁のモデリング

個々の電磁弁の入力は電磁弁通電電圧 v 、出力は電磁弁を通る空気の流量 \dot{m} である。電磁弁は電圧に応じて開き具合を表す有効断面積が決まり、その開き具合に応じて空気が流れる装置である。有効断面積から流量までに圧力依存性があるため電磁弁の入出力特性には圧力依存性があるが、ツインドライブシステムの制御器設計のため、特定の動作点の入出力特性をもとに一つの電磁弁の規範モデルを求める。

電磁弁の規範モデルは図5に示す定常的な入出力特性結果に基づいて、電圧から流量までのゲイン α 、電圧 v 、デッドゾーン電圧 v_{dead} およびむだ時間 L を用いて式5のように設計する。規範モデルのゲイン α とむだ時間 L は第5.1節に示すように特定の動作点まわりでの周波数特性を測定することにより求める。

$$\dot{m} = \alpha(v - v_{dead})(t - L) \quad (5)$$

4.2.2 差の仮想プラントのモデリング

差のモードの出力は、結果的にタンクやチャンバに流入する空気の流量であるため、指令値への高い追従性が要求される。給気側・排気側電磁弁の流量をそれぞれ式6のようにモデル化する。

$$\begin{aligned} \dot{m}_{sup} &= \alpha_{sup}(v_{sup} - v_{dead,sup})(t - L) \\ \dot{m}_{exh} &= \alpha_{exh}(v_{exh} - v_{dead,exh})(t - L) \end{aligned} \quad (6)$$

ただし、 α_{sup} 、 α_{exh} は給気側・排気側電磁弁の電圧から流量までのゲイン、 v_{sup} 、 v_{exh} は給気側・排気側電磁弁への電圧指令値、 $v_{dead,sup}$ 、 $v_{dead,exh}$ は給気側・排気側電磁弁のデッドゾーン電圧とする。ここで、二つの電磁弁の特性が同一であるという仮定 ($\alpha_{sup} = \alpha_{exh} = \alpha$, $v_{dead,sup} = v_{dead,exh} = v_{dead}$) をおくと、差のモード \dot{m}_{dif} は式7のように近似できる。差のモードでは二つの電磁弁のデッドゾーンが打ち消し合い、非線形性を低減できることが確認できる。

$$\begin{aligned} \dot{m}_{dif} &= \frac{1}{2}(\dot{m}_{sup} - \dot{m}_{exh}) \\ &\simeq \alpha v_{dif}(t - L) \end{aligned} \quad (7)$$

ただし、 $v_{dif} = v_{sup} - v_{exh}$ とする。

差のモードのフィードバック制御器は電磁弁の規範モデルに対して極配置法により設計される。規範モデルは第5.1節に示す特定の動作点まわりで線形化されたモデルであり、ゲインとむだ時間により構成される。ゲインは圧力条件により規範モデルと比べて変動するが、ゲイン変動によるモデル化誤差はフィードバック制御器により抑圧することができる。

実際には電磁弁の個体差や圧力差の違いを原因として両電磁弁のデッドゾーンも異なる。その場合差をとるだけでは非線形性を排除できないが、低周波の非線形性は流量フィードバック制御器によって処理されると考えられる。

4.2.3 和の仮想プラントのモデリング

一方、和の仮想プラントの出力は各電磁弁の基準流量に相当する。流量和の指令値は自由に指定できる。和のモードの役割はデッドゾーンの影響を受けにくく、また大きな流量差を出力できるようにオフセットを高く保つことにある。和のモードの指令値は実験者が指定したものであり、またオフセットが十分高ければ差のモードが指令値に追従できるため、和のモードの厳密な追従は求められていない。二つの電磁弁が完全に同じ入出力特性を持つ、すなわち式5における各電磁弁のゲインが両方 α 、各電磁弁のデッドゾーンが両方 v_{dead} である場合の定常状態の和の仮想プラントの式を式8に示す。

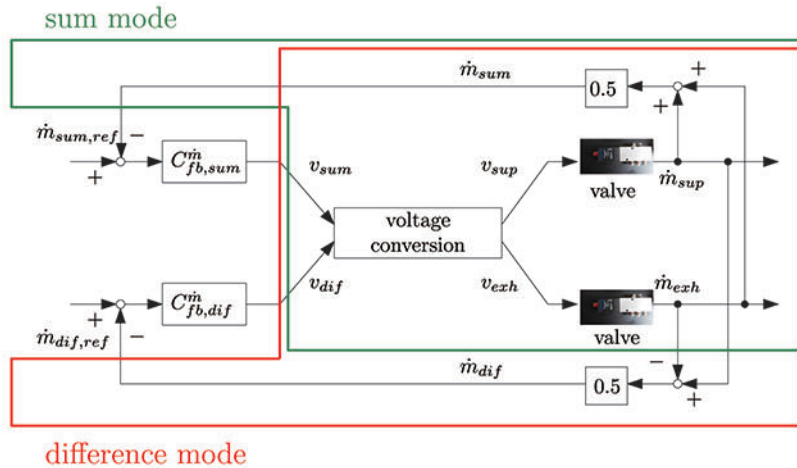


Fig.4 Block diagram of Proposed method: mass flow rate control based on twin drive system

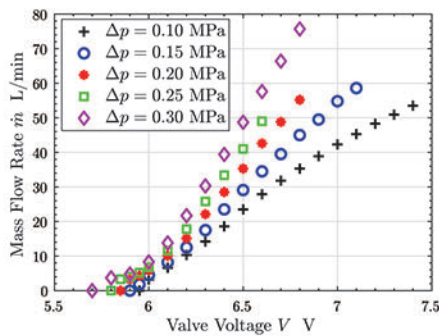


Fig.5 Steady-state input-output characteristics of a valve

$$\begin{aligned} \dot{m}_{sum} &= \frac{1}{2}(\dot{m}_{sup} + \dot{m}_{exh}) \\ &\approx (\alpha v_{sum} - 2\alpha v_{dead})(t - L) \end{aligned} \quad (8)$$

v_{dead} の項は外乱とみなし、和のモードにおいても制御器設計ではゲイン α とむだ時間を線形化した規範モデルに対して差のモードと同じ制御器を設計する。和のモードではデッドゾーンの影響を強く受けているため追従性は劣る。

5. 実験結果

5.1 電磁弁の入出力特性

電磁弁の定常的な入出力特性を図 5 に示す。電圧指令値が 5.5 V 程度では流量が出力されないデッドゾーンが確認できる。本研究で用いた電磁弁はスプール弁であり、入出力特性の傾きには圧力依存性があるものの、非線形性となるデッドゾーン電圧の圧力依存性が小さいことが特徴である。本研究で提案するツインドライブシステムは差をとることで主な非線形性を排除しているため、デッドゾーン電圧にばらつきが少ないことはツインドライブシステムに適している。

従来法の逆モデルは電磁弁の定常的な入出力特性のデータをもとにして設計される。図 5 に示す電圧から流量までの特性には圧力依存性があるため、入出力特性のデータを圧力依存性が少ない電圧から弁の開き具合を表す有効断面積までと、圧力の関数として表される有効断面積から流量までに分け、流量指令値から有効断面積指令値、有効断面積指令値から電圧指令値の 2 段階に分けて逆モデルを作成した¹²⁾。

式 7, 式 8 より提案法では電磁弁の入力から出力までのゲインが必要である。図 6 に、一つの電磁弁への通電電圧から流量

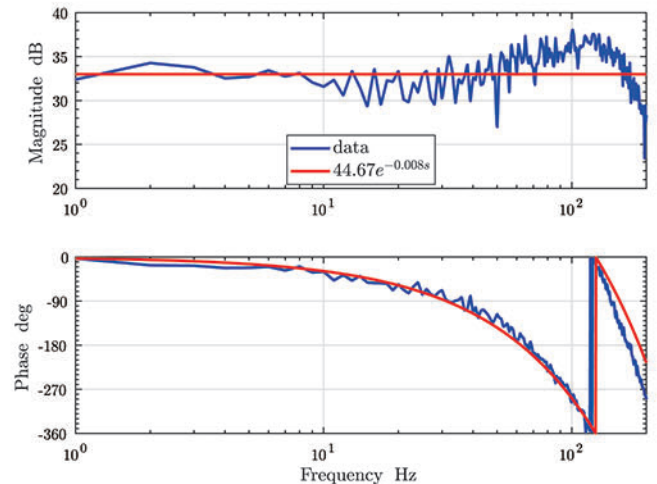


Fig.6 Bode plot of a valve (input: valve input voltage, output: mass flow rate).

までの周波数特性を示す。下流側を大気に開放、上流側を相対圧力 0.1 MPa として一つの電磁弁の電圧から流量までの周波数応答を測定した。入力には 1 Hz から 200 Hz までの、15 L/min 前後の流量が出力されるようなマルチサイン状の電圧指令値を用いた²⁴⁾。流量 FB 制御の閉ループ制御系を 50 Hz に極を持つように設計するため、高域のダイナミクスは無視し、電磁弁のノミナルモデルをゲイン $\alpha = 44.67$ とむだ時間 8 ms から構成されるとした。測定には FB 制御にも用いる、5 ms の遅れを持つ流量計を用いている。電磁弁には圧力依存性があるが、デッドゾーン電圧の圧力依存性は小さくゲイン変動が主なため、その変動の影響は FB 制御系において吸収させている。

5.2 従来法 (逆モデルによる補償法) の実験結果

低周波においてデッドゾーン付近の流量差指令値に追従できるかを確認するため、図 3 において $\dot{m}_{dif,ref}$ として示される流量差指令値を振幅 5 L/min、オフセット 2.5 L/min、周波数 1 Hz のサイン波に設定した。実際の位置決めではチャンバの圧力が 0.3 MPa 程度となることを想定しているが、本研究で用いる実験装置において空気不足とならないよう、給気側電磁弁の上流圧力を 0.15 MPa として設定した。タンクの圧力は実験開始時を 0.125 MPa 程度とし、流量応答と空気の漏れの結果、5 s 後には 0.127 MPa 程度となっていた。

従来法の流量応答の実験結果を図7に示す。逆モデルによる補償が正確であれば、流量差を指令値に追従させることができる。しかし、図7(a)に示すように、流量差は指令値に対して誤差を持つ。各電磁弁の流量は逆モデルが正確であれば図7(a)の指令値の絶対値となるが、実際には図7(b)のようにオフセットを持つ波形となっている。それぞれの電磁弁への電圧指令値を図7(c)に示す。逆モデルは、流量指令値が0 L/minであれば逆モデル作成時のデッドゾーン電圧を、正の値であれば逆モデル作成時にその流量となる電圧を出力する。干渉などを原因として、デッドゾーンを含めた電磁弁の特性変動があるため流量が指令値に追従しないことが確認できる。

5.3 提案法（ツインドライブ構造）の実験結果

差のモードのFB制御器、和のモードのFB制御器はそれぞれノミナルゲイン α とむだ時間のパデ近似からなるプラントに対して、閉ループ系の極が50 Hzとなるように設計した。FB制御器はPID制御器であり、パデ近似は2次まで行った。PID制御器と図6に示したデータをもとにナイキスト線図と円条件を描くことにより、ゲイン余裕は7 dB、位相余裕は45度程度あることを確認した。電磁弁の電圧から流量までのゲインには圧力依存性があるが、仮想プラントのゲイン変動がその範囲であるような圧力条件であればゲイン変動に対して安定であることが示された。

図4において $\dot{m}_{dif,ref}$ として示される流量差の指令値は振幅5 L/min、周波数1 Hzのサイン波として、低周波のデッドゾーン付近の指令値に追従できるかを確認した。図4において $\dot{m}_{sum,ref}$ として示される流量和の指令値は流量差の振幅より高く設定し、一定値15 L/minとした。供給圧は0.15 MPaと設定した。タンクの圧力は実験開始時を0.11 MPa程度としており、給気総流量と排気総流量は同程度であるが空気の漏れがあるため、5 s後には0.102 MPa程度となっていた。

ツインドライブ制御による流量FB制御による結果を図8に示す。流量差の指令値は振幅5 L/min、周波数1 Hzのサイン波として、低周波のデッドゾーン付近の指令値に追従できるかを確認する。流量和の指令値は流量差の振幅より高く設定し、一定値15 L/minとした。流量制御の目的は流量差をデッドゾーンの影響を受けることなく指令値に追従させることであり、図8(a)から流量差の指令値追従が確認できる。一方和のモードは非線形性の影響を強く受けるため指令値への追従が難しいが、その役割は個々の電磁弁の流量を高く保つことであり追従の必要性は少ない。実際に和のモードは図8(b)に示すように高い流量を保っている。そのため図8(c)に示すように各電磁弁の流量がデッドゾーンの影響を受けやすい低流量の部分避けられている。図8(c)に示す通電電圧は図7(c)に示す通電電圧と異なり逆モデルのデッドゾーンに制限されていない。そのためツインドライブシステムでは、干渉で弁が開きやすくなるという特性変動に対し、通電電圧が図5に示すデッドゾーン電圧より低い値をとることによって対処することができている。

続いて提案法の相補感度関数のボード線図を図9に示す。流量差の指令値から流量差までの特性を示している。流量和の指令値は15 L/minに設定し、流量差の指令値にマルチサインを与えた。図9は、ツインドライブシステムの導入により低周波ではゲインを1にすることができることが示されている。閉ループ制御系の帯域が50 Hzになるように設計したにもかかわらず、10 Hz程度でゲインが大きく低下している。これは差

のモードに残った非線形性が一因と考えられる。周波数応答の改善には流量2自由度制御系を設計するなどの方法が考えられる。本研究では、低周波の指令値に限ってではあるが干渉などに由来する定常的な特性変動の影響を補償することができた。

6. 結 論

デッドゾーンはスプール弁を用いた高速高精度位置決め課題となっている。本研究ではツインドライブシステムの導入により、流量FB制御系のプラントからデッドゾーンを、非線形性補償用のモデルを用いずに除去することを提案した。提案法では低流量の指令値に対しても追従性が向上した。本研究では低圧に限ってではあるが、実験実験によりその効果を確認した。また、本研究には給排気に二つの電磁弁を必要とする装置構成において、流量FB制御を可能にしたという成果がある。提案法は二つの電磁弁の流量を和と差のモードに変換して制御を行うことにより、流量制御系で深刻な干渉の問題を解決した。

参 考 文 献

- 1) H. Butler: Position Control in Lithographic Equipment: An Enabler for Current-Day Chip Manufacturing, *IEEE Control Systems*, **31**, 5 (2011) 28.
- 2) T. Oomen: Advanced Motion Control for Precision Mechatronics: Control, Identification, and Learning of Complex Systems, *IEEJ Journal of Industry Applications*, **7**, 2 (2018) 127.
- 3) R. H. Schmidt: Ultra-precision engineering in lithographic exposure equipment for the semiconductor industry, *Philosophical Transactions of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences*, **370** (2012) 3950.
- 4) W. Ohnishi, H. Fujimoto, P. H. Yang, P. W. Chang, B. Yuan, K. Sakata, and A. Hara: Acoustic Wave Equation Based Modeling and Collocated Side Vibration Cancellation for Pneumatic Cylinder, *IEEJ Journal of Industry Applications*, **7**, 2 (2018) 109.
- 5) 宮田慶一郎, 石田公成, 花房秀郎: 可変ゲイン圧力制御系を含む二重構造フィードバック制御による空気圧シリンダの位置決め, 計測自動制御学会, **26** (1990).
- 6) A. Poon, R. Mai, Y. Choi, S. Lee, P.-H. Yang, G. Keswani, A. Hara, and K. Sakata: Pneumatic Actuator for Precision Motion Control Applications, *The 10th JFPS International Symposium on Fluid Power*, **C** (2017) 1.
- 7) H. K. Lee, G. S. Choi, and G. H. Choi: A study on tracking position control of pneumatic actuators, *Mechatronics*, **12**, 6 (2002) 813.
- 8) A. C. Valdiro, C. S. Ritter, C. F. Rios, and M. Rafikov: Nonlinear Mathematical Modeling in Pneumatic Servo Position Applications, *Mathematical Problems in Engineering*, **2011** (2011) 1.
- 9) M. H. Chiang: Development of X-Y servo pneumatic-piezoelectric hybrid actuators for position control with high response, large stroke and nanometer accuracy, *Sensors*, **10**, 4 (2010) 2675.
- 10) E. Richer and Y. Hurmuzlu: A High Performance Pneumatic Force Actuator System Part 1 -Nonlinear Mathematical Model, *ASME Journal of Dynamic Systems Measurement and Control*, **122**, 3 (2000) 416.
- 11) W. Ohnishi, H. Fujimoto, K. Sakata, A. Hara, and K. Saiki: Trajectory tracking control for pneumatic actuated scan stage with time delay compensation, *IECON 2016 - 42nd Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society* (2016) 5125.
- 12) パイ・ヒュー・ヤン, ヨン・ジョン・チェ, ビンウェイ・チャン, 坂田晃一, サンディー・リー: ステージアセンブリ、露光装置、及びプロセス, 特許第 6737346 号 (2020).
- 13) 加藤友規, 柳澤通雄, 鈴木達也, 川嶋健嗣, 香川利春: 超精密空気ばね式除振台の圧力制御, 2004 年度精密工学会春季大会学術講演会講演論文集 (2004) 451.
- 14) Y. Shirato, W. Ohnishi, and T. Koseki: Two-Degree-of-Freedom Control with Adaptive Dead Zone Compensation for Pneumatic Valves, *Samcon2019*, **11** (2019) 1.
- 15) M. Wali and S. Wakui: Combination of the Flow Disturbance Observer and Base Plate Jerk Feedback in a Pneumatic Positioning Stage, *Journal of System Design and Dynamics*, **6**, 1 (2012) 12.
- 16) T. Kato, K. Kawashima, K. Sawamoto, and T. Kagawa: Active control of a pneumatic isolation table using model following control and a pressure differentiator, *Precision Engineering*, **31**, 3 (2007) 269.
- 17) N. Hayashida, T. Yakoh, T. Murakami, and K. Ohnishi: Friction com-

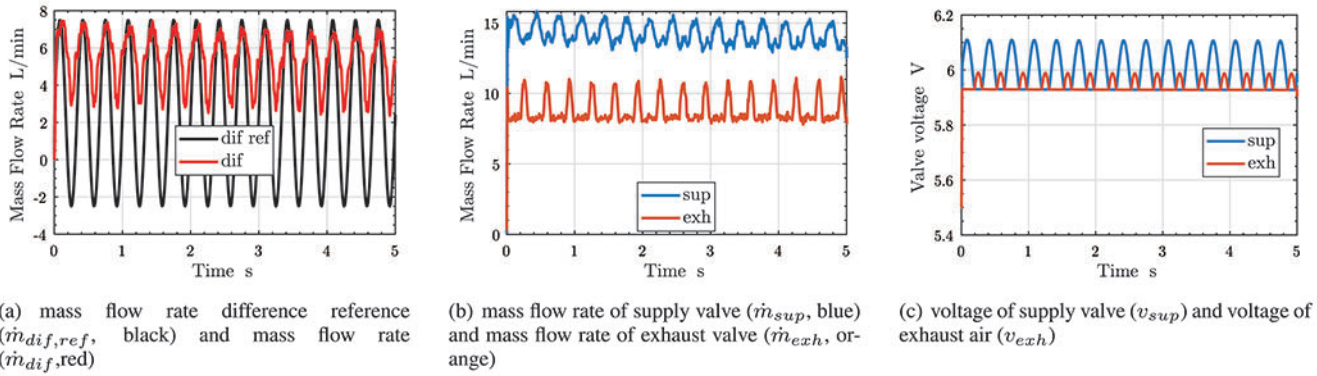


Fig.7 Experimental results of Conventional method: inverse model of a valve

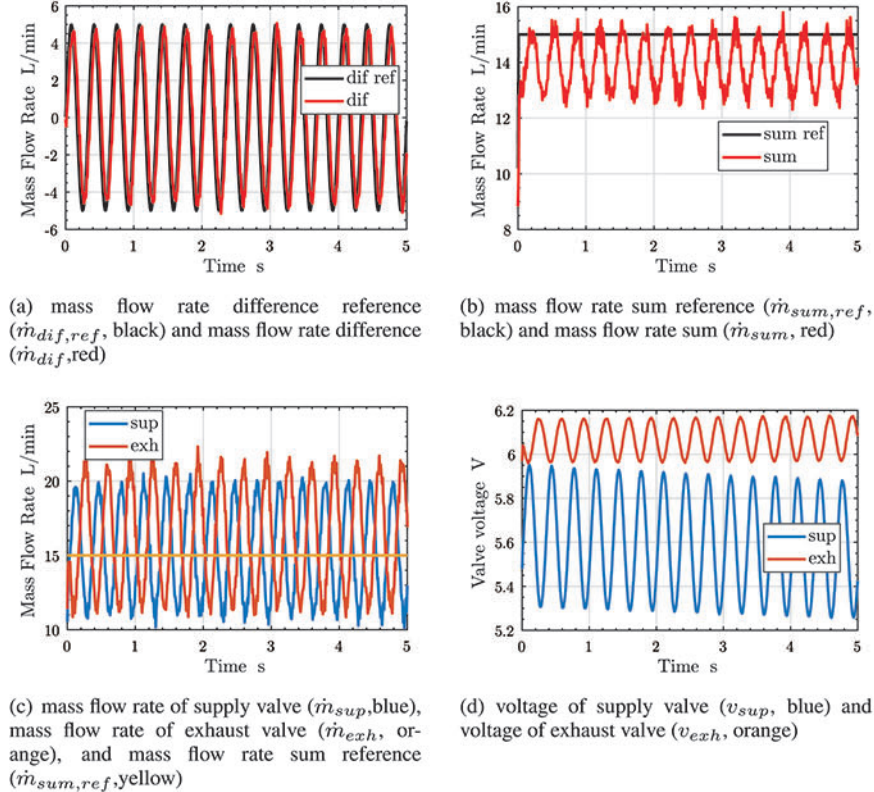


Fig.8 Experimental results of Proposed method: twin drive system

pensation in twin drive system, 6th International Workshop on Advanced Motion Control. Proceedings (2000) 187.

- 18) 林田宣宏, 矢向高弘, 村上俊之, 大西公平: ツインドライブシステムを用いたセンサレスバイラテラルロボットマニピュレータ, 精密工学会誌, **67**, 11 (2001) 1834.
- 19) D. Saravanakumar, B. Mohan, and T. Muthuramalingam: A review on recent research trends in servo pneumatic positioning systems, Precision Engineering, **49** (2017) 481.
- 20) Z. Rao and G. M. Bone: Nonlinear modeling and control of servo pneumatic actuators, IEEE Transactions on Control Systems Technology, **16**, 3 (2008) 562.
- 21) 白戸柚衣, 大西亘, 藤本博志, 堀洋一: 空気圧駆動系におけるデッドゾーン補償のための差動流量2自由度制御, 産業計測制御メカトロニクス制御合同研究会, IIC-20-014, MEC-20-007 (2020) 37.
- 22) 涌井伸二: 能動的除振装置への4軸完全な非干渉化制御の適用, 電気学会論文誌 D, **113**, 12 (1993) 1485.
- 23) 伊藤大樹, 影山貴史, 鈴木純, 辻俊明, 森澤光晴, 大西公平: 環境適応のための分散制御設計, 電気学会論文誌 D, **123**, 10 (2003) 1219.
- 24) R. Pintelon, J. Schoukens: System Identification: A Frequency Domain Approach, Second Edition, John Wiley and Sons, Inc., New Jersey (2012) 76.

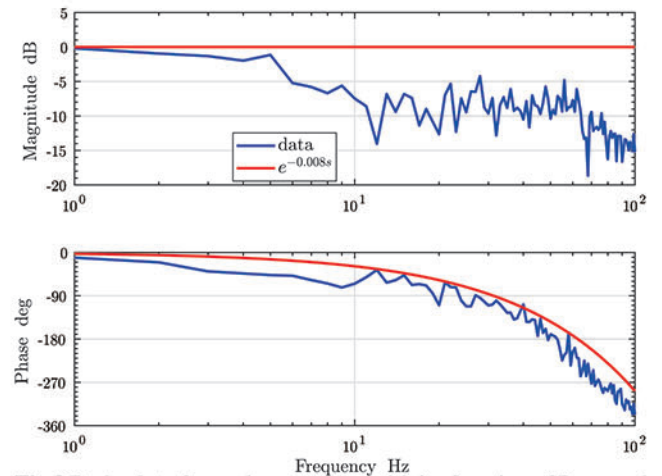


Fig.9 Bode plot of complementary sensitivity function of Proposed method