

水道水駆動マッキベン型人工筋のモデル化および変位制御

小林亘*, 伊藤和寿**, 山本紳一郎***

Modeling and Displacement Control of Water Hydraulic McKibben Muscles

Wataru KOBAYASHI*, Kazuhisa ITO**, Shin-ichiro YAMAMOTO***

This paper concerns with displacement control and online parameter estimation of water hydraulic McKibben muscles. The purpose is to compensate the effect of loads connected with the muscles because loads strongly affect the control performance. In this paper, model predictive control is applied and a nominal model is obtained by linear system identification. Then recursive least square algorithm is combined with the proposed control to identify muscle parameters in real-time. Compared with a conventional control, this method can compensate the harmful effect of loads.

Key Words: Water hydraulics, McKibben muscles, Recursive least squares, Model predictive control

1. はじめに

マッキベン型人工筋は、柔軟・軽量・高出力密度という特長を有するアクチュエータとして知られており、医療福祉分野を中心に広く用いられている。取り扱いの容易さや回路内の流体が漏れた際の影響を考慮して、駆動源には空気圧を用いることが多い¹⁾。本研究では、1) 水中での使用に最適、2) 水道水を作動流体として使用でき駆動源のポンプが不要、といった点から水圧駆動マッキベン型人工筋の適用を提案しており、具体的にはリハビリテーション装置への適用を想定している²⁾。

水道水駆動マッキベン型人工筋は、使用圧力範囲が近い従来の空気圧駆動型と同等の圧力-筋変位特性を有しており、同様の用途で使用することができる。一方、制御性能がそれほど高くないという問題点も空気圧駆動型と同様に有している。特に、負荷の大きさにより人工筋の収縮特性が大幅に変化してしまうため、負荷変動を考慮した制御系設計が求められている。

本論文では、モデルベース制御を適用し、負荷変動を人工筋モデルのパラメータ変動として捉え、時々刻々パラメータを推定する逐次最小二乗法³⁾ (RLS) を適用した制御手法を提案する。制御則にはモデル予測制御⁴⁾を適用し、これにRLSアルゴリズムを用いたパラメータ推定器を組み合わせることで公称モデルの同定誤差を低減し、負荷の変動が制御性能に与える影響を補償する。

2. 人工筋モデル

本研究では、システム同定理論を用いて、以下に示す数学モデルを実験により導出した。このとき、Fig. 1 に示す実験装置により、システム同定に必要な入出力データを計測した。

$$\begin{aligned} l(k) &= 1.065l(k-1) - 0.189l(k-2) \\ &\quad + 0.2272u(k-1) + 0.2270u(k-2) \\ &= \theta^T \varphi(k) \end{aligned} \quad (1)$$

ただし、

$$\begin{aligned} \theta &= [1.065 \quad -0.189 \quad 0.2272 \quad 0.2270]^T \\ \varphi(k) &= [l(k-1) \quad l(k-2) \quad u(k-1) \quad u(k-2)]^T \end{aligned}$$

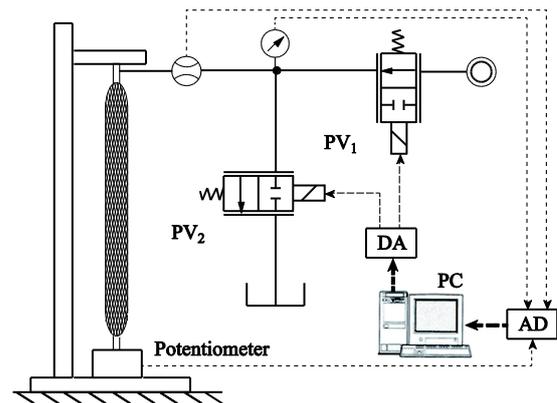


Fig. 1 Experimental setup

式(1)で与えられる人工筋モデルは、入出力データをまとめたリグレッサベクトル $\varphi(k)$ および人工筋パラメータベクトル θ から構成されている。このとき、負荷の有無により変動する人工筋パラメータ θ を適応的に推定する。逐次最小二乗法を用いた人工筋のパラメータベクトルの更新則を以下に示す⁴⁾。

* 芝浦工業大学大学院理工学研究科
(〒337 - 8570 埼玉県さいたま市見沼区深作 307)
(E-mail: nb12102@shibaura-it.ac.jp)

** 芝浦工業大学システム理工学部機械制御システム学科
(〒337 - 8570 埼玉県さいたま市見沼区深作 307)

*** 芝浦工業大学システム理工学部生命科学科
(〒337 - 8570 埼玉県さいたま市見沼区深作 307)

*,**,*** Shibaura Institute of Technology

$$\hat{\theta}(k) = \hat{\theta}(k-1) + \frac{P(k-1)\varphi(k)}{1 + \varphi^T(k)P(k-1)\varphi(k)} \varepsilon(k) \quad (2)$$

$$\varepsilon(k) = l(k) - \varphi^T(k)\hat{\theta}(k-1) \quad (3)$$

ただし,

$$P(k) = P(k-1) - \frac{P(k-1)\varphi(k)\varphi^T(k)P(k-1)}{1 + \varphi^T(k)P(k-1)\varphi(k)} \quad (4)$$

このとき、式(3)の $\varepsilon(k)$ は実測値と人工筋モデルの出力の差をあらわす同定誤差であり、式(2)の $P(k)$ は更新ゲインと呼ばれる。

3. モデル予測制御

本研究では、人工筋変位制御に用いるコントローラにモデル予測制御を適用する。本研究で用いるモデル予測制御は、Fig. 2 に示すように、予測区間 H_p ステップ後に予測出力が目標軌道と一致するように入力を生成する比較的簡単なケースである。

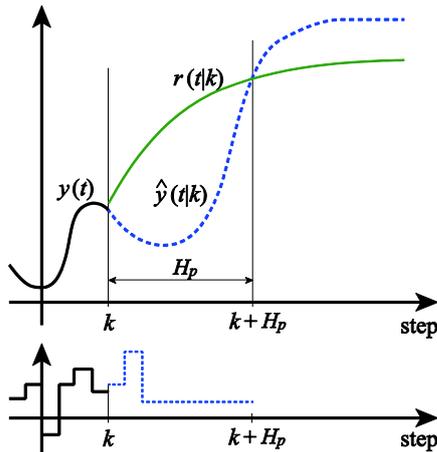


Fig. 2 Model predictive control

4. 人工筋変位制御計測実験

従来のモデル予測制御と RLS を用いた提案手法の有負荷時における制御性能を比較するため、人工筋変位制御実験を行った。なお、負荷として 3.5kg の円盤状のおもりを人工筋下端部に接続した。Fig. 3 に実験結果を示す。

人工筋の収縮特性より、有負荷時において収縮率が小さくなることから、人工筋モデルのパラメータも同様に小さくなることが予想される。しかし、従来の手法では負荷によるこの影響を考慮することができず、式(1)で与えられたモデルのみで計算を行うことから、予測出力が実測値より大きく見積もられ、結果として全体的に収縮量が低下している。一方、RLS アルゴリズムを用いてオンラインで推定可能な提案手法ではオフセットすることなく目標軌道に追

従できている。

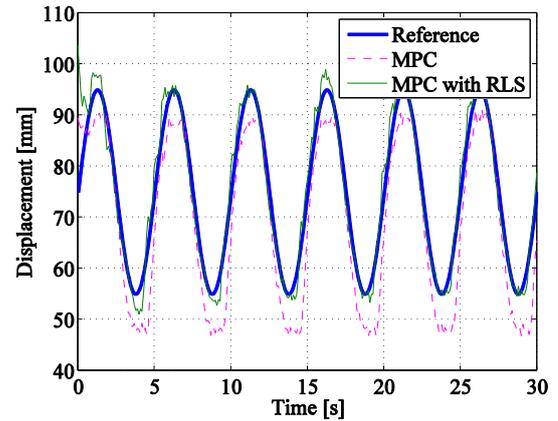


Fig. 3 Experiment of displacement control with load: 3.5 kg (comparison of MPC with RLS and MPC)

5. おわりに

マッキベン型人工筋は、負荷の影響により収縮特性が大きく変化するアクチュエータである。そのため、負荷変動を考慮した制御系設計が求められる。本研究では、モデル予測制御を人工筋へ適用し、モデルベースでの制御系設計を提案した。具体的には、負荷変動による制御性能の劣化を補償するため、人工筋モデルの各パラメータをオンラインで推定する手法として、RLS アルゴリズムを用いた逐次最小二乗法の適用について検討した。また、オンライン推定法の有効性について、実験で従来手法と比較することにより検証した。その結果、負荷を接続した際に予測出力が大きく見積もられ収縮量が低下してしまう従来手法における問題点が解決され、無負荷時とほぼ同等な制御性能を得られることが示された。

参考文献

- 1) 山本, 三好: 空気圧アクチュエータを用いた水中歩行補助装具の開発, 油空圧技術, Vol. 46, 64/68(2007)
- 2) W. Kobayashi, K. Ito: Development of Gait-training Orthosis with Water Hydraulic McKibben Muscle, The 12th International symposium on Fluid Control, measurement and Visualization, 64/66(2013)
- 3) 足立: システム同定の基礎, 東京電機大学出版局, 170/174(2009)
- 4) J. M. Maciejowski, 足立・菅野訳: モデル予測制御 制約のもとでの最適制御, 東京電機大学出版局(2005)

長管路を有する水圧システムにおけるシリンダのセンサレス速度制御

○岡本 高*, 伊藤 和寿**

Sensorless Cylinder Velocity Control of Water Hydraulic System with Long Pipelines

Takashi OKAMOTO*, Kazuhisa ITO**

This paper presents a method for velocity estimation for water hydraulic control system with long pipelines. Pipeline dynamics should be considered in water hydraulic systems because the resonance of pressure in the pipeline is occurred due to lower viscosity of a pressure medium. A simple approximated four-pole model is introduced to estimate the system dynamics based on pressure and flow rate. Using this model, the cylinder velocity is first estimated, and then it is applied to feedback control. The experimental results show that velocity control is realized with estimated velocity.

Key Words : Water Hydraulics, Sensorless, Long-Pipeline, Four-pole model, Transfer matrix

1. はじめに

フィードバック制御や負荷推定を行う際には通常、対象となるシステムの出力信号が必要となる。しかし、装置の使用環境や構成などの制約によって、出力信号のセンサによる直接的な計測ができない場合がある。これに対し、本研究では解析対象を水圧シリンダシステムに限定し、回路内の二点の圧力情報のみに着目することで速度センサに代わる出力信号の推定を行う。ここで、作動流体の違いによる管路の圧力伝達特性の違いとして、水と油の比較を Fig.1 に示す。

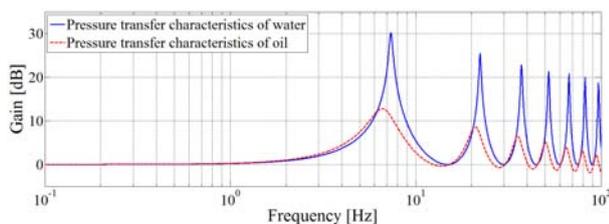


Fig.1 Comparison of transfer characteristics

作動流体に水を使用する水圧駆動では、その粘性の低さに起因して管路の動特性が顕著に現れることが知られている。したがって、水圧システムにおいて圧力情報に着目した推定手法を適用するためには、管路の動特性を考慮する必要がある。今回は管路の

特性に着目する目的で、片側 46m の鋼管（以下、長管路）を含めたシステムを対象とした。

2. 対象システム

水圧システムの構成を Fig.2 に示す。ポンプ等を含む供給源から先は、サーボ弁、両ロードシリンダ、およびそれらを接続する長管路で構成される。また、長管路のサーボ弁側には片側のみニードル弁による絞りを設けた。この絞りはサーボ弁側の流量を推定するために用いる。

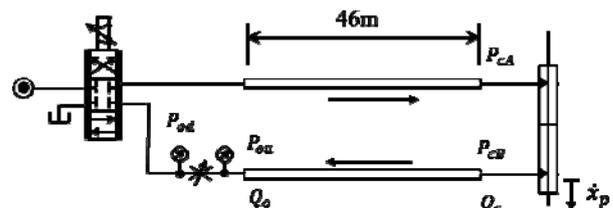


Fig.2 Construction of the system

3. シリンダ速度の推定方法

本研究では、絞り弁前後の圧力情報のみに基づいた速度推定を行うが、シリンダ摺動部での漏れ流量が存在しないことを仮定すると次式が成り立つ。

$$\dot{x}_p = \frac{1}{A_p} Q_c \quad (1)$$

つまり、シリンダ速度の推定は、シリンダ側で発生する流量の推定に置き換えることができる。以降ではこの流量を推定することを目的とする。

管路内流れの解析には伝達マトリックス法が広く

* 芝浦工業大学大学院理工学研究科機械工学専攻
(〒337-8570 埼玉県さいたま市見沼区深作 307)

** 芝浦工業大学システム理工学部機械制御システム学科
(〒337-8570 埼玉県さいたま市見沼区深作 307)
(E-mail:kazu-ito@shibaura-it.ac.jp)

*,** Shibaura institute of technology

用いられるが、作動流体の粘性による圧力損失をどの程度厳密に考慮するかにより、取り扱いの複雑さが異なる。しかし、水の粘性の低さから、管路内の流体の運動を考えた場合の粘性による圧力損失の影響は小さいと考えられる。以上の理由から、本研究では取り扱いの容易さに重みを置いたモデル⁽¹⁾を用いる。4端子モデルを次式に示す。

$$\begin{bmatrix} P_{cb}(s) \\ Q_c(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 + \frac{\rho L^2 s(s+R)}{2K} & \frac{\rho L(s+R)}{\pi a^2} \\ \frac{\pi a^2 L s}{K} & 1 + \frac{\rho L^2 s(s+R)}{2K} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_{ou}(s) \\ Q_o(s) \end{bmatrix} \quad (2)$$

ここで、 a ：配管半径、 ρ ：密度、 K ：等価体積弾性係数、 R ：ポアズイユ抵抗、 L ：管路長、である。式(2)の第二式によって、絞り弁における圧力・流量に基づいたシリンダ速度の推定を行う。

4. 流量係数の推定

上述の通り、速度の推定には絞り弁における流量の計測が必要となる。しかし、非定常流量が計測可能な流量計は一般に高価であるため、過渡的な応答が比較的容易に計測可能な圧力センサを用いて、絞り弁前後の圧力差から流量の推定を行う。予備実験により得た絞り弁の流量特性を Fig.3 に示す。

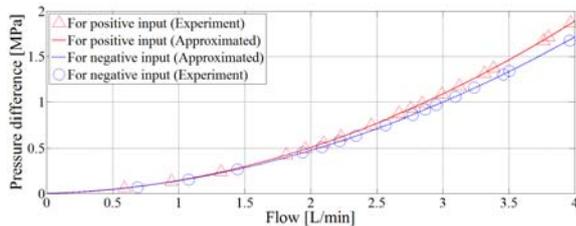


Fig.3 Pressure-flow characteristics of needle valve

上図より、絞り弁の流量特性は流れの方向によって異なることがわかる。この絞り前後の圧力差と流量の関係を二次関数として直接近似することで得た式に基づいて、圧力差を流量に変換する。

5. 速度推定実験

シリンダを正弦波状に運動させた場合における速度推定実験を行った。供給圧力が 4MPa の時の推定結果を Fig.4 に示す。ここでは計測値に対して、絞り弁での流量をピストンの受圧面積で除すことで得た値、4端子モデルに基づいて推定した値の二つを表している。

一つ目の推定値では管路の振動モードを再現する事が出来ていないが、管路の動特性を考慮したモデルでは一次の振動モードが再現されている。しかし、この推定値には振幅の減少や位相の遅れが確認される。これは、式(2)に含まれる微分演算処理および計

測した圧力信号のノイズに対して、ローパスフィルタを適用したためと考えられるが、近似4端子モデルの適用によって過渡応答が推定可能であることが確認された。

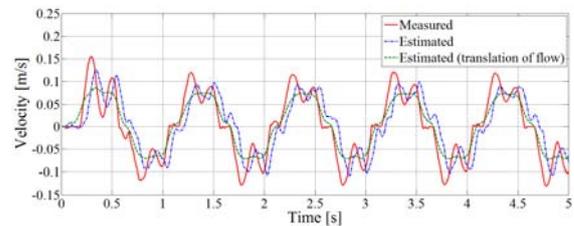


Fig.4 Estimation result of cylinder velocity

6. フィードバック制御実験

第5章で示した推定値のフィードバックによるシリンダ速度制御結果を Fig.5 に示す。制御則には一般的な積分制御を用い、目標値は 0.1m/s のステップ信号として与えた。

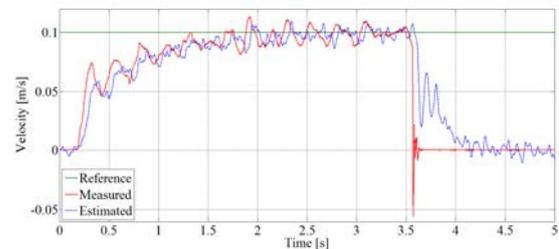


Fig.5 Result of velocity control

上図より、推定値による目標値への追従が可能であることが確認された。しかし、目標値に到達するまでの振動が確認されることから、今後ゲインや制御則の選定が必要である。また、推定値の定常値は式(3)よりわかるように絞りで推定した流量と一致する。このため、本研究で行った手法では絞りの流量特性の推定精度が重要となる。

7. おわりに

絞りの流量特性が正確に既知、かつシリンダ摺動部での漏れ流量がないことを条件に、配管部の二点の圧力差のみに基づいてシリンダ速度を推定する手法を提案し、その妥当性を評価した。また、一定速度を目標値とした速度制御実験では、46m の配管を経たアクチュエータをサーボ弁側のみのセンサに基づいた推定値により制御可能であることを示した。

参考文献

- (1) 竹中 利夫, 浦田 暎三: 油圧制御, 丸善株式会社, pp.126-129 (1986)