能動制御システムにおけるモデル規範形適応制御の 有用性に関する一実験*

黄 鋭^{*1}, 小林 俊一^{*1}, 池谷 光栄^{*1}

An Experimental Study on the Effectiveness of the Model Reference Adaptive Control on an Active Control System

Rui HUANG, Shunichi KOBAYASHI and Mitsuei IKEYA

The active control system is expected to improve the characteristics of the machine actively because there is an active force subsystem which is installed on the machine in this system. However, interference (called forced pressure) between the machine and the active force subsystem existed in the system constructed by an electrohydraulic servomechanism. In this paper, we applied the model reference adaptive control method to the active control system, and discussed the pressure characteristics of the locked piston condition and the movable piston condition. The following conclusions were reached: 1) the response of the active force subsystem was improved, and the cutoff frequency reached 50 Hz, and 2) the influence of the forced pressure for the actual characteristics was reduced.

Key Words: Fluid Power Systems, Computer Control, Adaptive Control, Active Control System, Electrohydraulic Servo System, Pressure Control

1. 結 言

能動制御システムの構成基本思想は、外部からエネルギーを受ける能動力制御系を出力機械に付加し、かつ計算ループを介在させることに特徴がある⁽¹⁾。能動力制御系は出力機械の動作に応じて任意所要特性の力を出力でき、負荷変化および外乱状態いかにかわらず、能動的に出力機械の特性を改善することが期待できる。

上述から、能動制御システムの基本思想に基づき、著者らは油圧制御方式でその試作装置を構成した。しかし、油圧制御方式で構成した同システム例は出力機械(ここでは位置制御系、以下位置系)と能動力制御系(ここでは圧力制御系、以下圧力系)が直結されているために両系間に干渉を生じ、位置系出力により圧力系に生じる強制的な圧力(本報においては強制圧力と名付ける)がシステムの所要機能を果たすに重大な支障を生ずることになる^{(1)~(5)}。したがって、著者らはモデル規範形適応制御(Model Reference Adaptive Control, 以下 MRAC) を能動制御システムに適用し、圧力系無入力状態の強制圧力の低減に対する本制御方法

の有用性を考察した⁽¹⁾。しかし、この方法を用いた能動制御システムの応答性および非干渉効果に関する考察はまだ不十分である。

そこで、本報では同システムにおける能動力制御系のピストン静止状態の圧力制御特性とピストン運動状態の圧力制御特性の両面から、単純な圧力フィードバック制御と対比することにより、実験的に MRAC の有用性を検討することとする。

2. 主要記号および添字

記 号

e : 圧力誤差 ($=p_m - p_{lp}$)

G : ボード線図のゲイン

p_L : 負荷圧力

p_m : 規範モデル圧力

r : 基準入力

t : 時間

u : サーボ弁への入力量

y : 出力変位

y_m : y の振幅

θ : ボード線図の位相

添 字

p : 圧力系関係量

* 原稿受付 平成3年8月20日。

*1 正員, 長岡技術科学大学 (〒940-21 長岡市上富岡町 1603-1)。

y : 位置系関係量

3. 動作原理

油圧制御方式で構成した能動制御システム例の基本構成を図1に示す。同例による能動制御システムの実作動状態においては、位置系は任意の入力によって y , $\dot{y}$ などを出力する。圧力系は位置系検出力信号を入力とし、計算系を経由、任意関数形の力 $F=f(y, \dot{y}, \dots)$ を出力して位置系出力軸に加える結果、位置系の動作を改善することができる。しかし、同図に示すように、位置系は圧力系と機械的に直結(剛接)されているから、位置系出力軸の動きによって、圧力系では強制的な圧力(強制圧力)が生じる。強制圧力は出力機械と能動力制御系間の干渉によって派生した圧力であり、能動制御システムの所要機能を果たすに重大な支障を生ずることになる。

4. 実験装置

上述能動制御システム例の実験装置を構成するに当たり、圧力系と位置系にはそれぞれ圧力制御サーボ弁(PSV)と流量制御サーボ弁(FSV)を使用する。 y はポテンショメータ(DS)で検出し、サーボ増幅器を経て位置系にフィードバックする。また、圧力系負荷圧力 p_{LP} は半導体式圧力センサ(PS)で検出したシリンダ両室圧力の減算によって得られ、 p_{LP} を差動変圧器(VS)で検出した $\dot{y}$ とともに A/D 変換器を経てコンピュータに入力し、これにより圧力系サーボ弁の入力量 u_p を計算する。ここで、位置系に対する基準入力 r_y はファンクションジェネレータ(FG)で与え、圧力系に対する基準入力 r_p はコンピュータの計算結果で与えることとする。なお、サンプリング時間は 5 ms と

図1 能動制御システムの基本構成

した。

実験装置の主要諸元を表1に示す。

本実験の主目的は圧力系の制御特性検討であるから、制御方式として圧力系に MRAC を、位置系に単純な位置フィードバック制御を採用する。上述制御方式を用いたシステムのブロック線図を図2に示す。また、計算時間短縮の目的から、一次遅れ系の規範モデルを用いる。特に圧力系は能動要素として、十分高い応答性が望まれるから、規範モデルの折点周波数を 50 Hz とする。なお、図2に示した圧力系の制御則は既報¹⁾によった。

5. 実験結果およびその考察

5.1 ピストン静止状態の圧力制御特性 能動制御システムの動作原理によれば、ピストンが静止している状態は能動制御システムの実用状態から離れている。しかし、この状態の特性は圧力系の基本特性であるので、十分検討しなければ、ピストン運動状態の圧力制御特性を把握することが困難になると考えられ

表1 実験装置の主要諸元

Items	Data
A_p	3.91 [cm ²]
A_y	2.56 [cm ²]
K	6.8×10^2 [MPa]
p_S	6.86 [MPa]
V_p	56.0 [cm ³]
V_y	48.0 [cm ³]

図2 能動制御システムのブロック線図

る。したがって、ここでは単純な圧力フィードバック制御と MRAC の比較によって、ピストン静止状態の圧力系の応答性を考察する。しかし、現状では特に圧力制御システムに関して適当な評価基準が定まっていないので、サーボ機構の特性評価に際しては、通常取られる上限周波数の基準 (-3 dB , -90°)⁽⁶⁾ を基準にして考察することにする。

圧力系は前述のような位置系の特性を改善し得べき能動要素として、その応答が位置系より十分速くなければならない。したがって、位置系の応答性に比較することによって圧力系の応答性を評価するために、まず位置系の周波数特性を考察する。図 3 に 20 kg の慣性負荷を駆動する場合に振幅 1.5 mm の正弦波入力を与えた位置系の周波数特性を示す。この図から、位置系上限周波数は約 10 Hz になることがわかる。

次に圧力系の周波数特性を考察する。図 4 に単純な圧力フィードバック制御の圧力系周波数特性を示す。図 4 から、単純な圧力フィードバック制御の圧力系上限周波数は約 15 Hz になることがわかる。したがって、図 3 と図 4 を比較することによって、単純な圧力フィードバック制御の圧力系はその上限周波数が位置系上限周波数に近いので、能動的に位置系の特性を改善することが期待できると言えない。

図 3 位置系周波数特性

図 4 圧力系周波数特性 (ピストン静止状態, 単純な圧力フィードバック制御)

図 5 に MRAC の圧力系周波数特性を示す。また、圧力系に用いた規範モデルの上限周波数はその折点周波数と等しく、 50 Hz になる。図 5 から、本実験の周波数範囲内において、圧力系出力は上限周波数 50 Hz の規範モデルに追従することができ、単純な圧力フィードバック制御に比べて、圧力系の応答性を向上することがわかる。したがって、図 5 と図 3 を比べ、MRAC を用いた圧力系の応答性が位置系より高く、位置系の特性を改善する機能を果たすことが期待できる。

5.2 ピストン運動状態の圧力制御特性 ピストンが運動するとき、位置、圧力両系間の干渉によって強制圧力が発生し、圧力系の制御特性はピストンが静止しているときより低下する。ここでは、ピストン運動状態の圧力制御特性に関して、単純な圧力フィードバック制御と MRAC の実験結果を比較することにより、MRAC による強制圧力の低減効果を考察することにする。

図 6 に周波数 7 Hz 、振幅 2 MPa の正弦波入力を与え、単純な圧力フィードバック制御のピストン運動状

図 5 圧力系周波数特性 (ピストン静止状態, MRAC)

図 6 ピストン運動状態の圧力制御特性の実験結果 (単純な圧力フィードバック制御, $f_v=5 \text{ Hz}$, $f_p=7 \text{ Hz}$)

態の圧力制御特性に関する実験結果例を示す。この実験においては、位置系に周波数 5 Hz、振幅 1.5 mm の正弦波入力を与えてある。同図から、単純な圧力フィードバック制御の場合に、強制圧力の影響によって圧力系の出力 p_{LP} は入力 r_p に追従できず、その間の最大誤差は約 0.64 MPa になる。

図 7 に周波数 15 Hz、振幅 2 MPa の正弦波入力を与え、MRAC のピストン運動状態の圧力制御特性に関する実験結果例を示す。ここで位置系に与えた入力は図 6 と同じである。なお、適応ゲインが収束した後の圧力波形を考察するために、1 s から 1.5 s 間の圧力波形を示すことになる。図 7 と図 6 に示した単純な圧力フィードバック制御の実験結果を比べ、MRAC を用いることによって、強制圧力を低減し、ピストン運動状態の圧力制御特性を改善できることがわかる。また、圧力系に用いた適応ゲインの収束過程を考察するために、この実験における圧力および適応ゲインの波形を図 8 に示す。図 8 から、適応ゲインが約 0.5 s 後収束することがわかる。

図 7 ピストン運動状態の圧力制御特性の実験結果 (MRAC, $f_v=5$ Hz, $f_p=15$ Hz)

図 8 圧力および適応ゲイン ($f_v=5$ Hz, $f_p=15$ Hz)

ピストンの高周波運動状態に関する圧力制御特性の実験結果例として、圧力系に周波数 1 Hz、振幅 2 MPa、位置系に周波数 10 Hz、振幅 1.5 mm の正弦波入力を与えた圧力系実験結果を図 9 (単純な圧力フィードバック制御) と図 10 (MRAC) に示す。図 10 と図 9 を比較することにより、MRAC によってピストン運動状態の圧力制御特性を改善できることが言えるが、図 10 と図 8 を比べ、ピストン高周波運動の場合、MRAC を用いても、強制圧力の影響はピストン低周波運動の場合より大きくなることがわかる。圧力系無入力状態に関して、著者らはすでに同一振幅のピストン高周波運動による強制圧力の影響はピストン低周波運動より大きくなることを明らかにしたが⁽¹⁾、ここでは、圧力系に入力を与えた状態の圧力制御特性においても、ピストン高周波運動による強制圧力が比較的に大きい影響を与えることが明らかとなった。

5.3 誤差について ピストン運動状態の圧力制御特性に関する実験結果から、本実験に用いた MRAC が強制圧力を低減できるが、完全に除去することができず、その影響によって実際出力 p_{LP} と規範モデル出力 p_m 間の誤差 e が存在する。完全に強制圧力を除去できない主要原因については、基礎式を誘導し制御則を設定する⁽¹⁾ とき、サーボ弁などの遅れを無視したことが考えられる。すなわち、 y の変化によっ

図 9 ピストン運動状態の圧力制御特性の実験結果 (単純な圧力フィードバック制御, $f_v=10$ Hz, $f_p=1$ Hz)

図 10 ピストン運動状態の圧力制御特性の実験結果 (MRAC, $f_v=10$ Hz, $f_p=1$ Hz)

て生じる圧力(強制圧力)の変化は非常に速いため、 $\dot{y}$ の影響を考慮にいれた制御則を設定しても、サーボ弁などの遅れによって誤差 e が残り、強制圧力を完全に除去できなくなる。したがって、サーボ弁の遅れを考慮して適応ゲインを設定すれば、強制圧力の低減効果を一層向上できることが考えられる。

6. 結 言

本報では、モデル規範形適応制御を能動制御システムに適用し、単純な圧力フィードバック制御に対比することによって、実験的にピストン静止状態とピストン運動状態の圧力制御特性を考察した。その結果、以下のことが明らかとなった。

(1) ピストン静止状態の圧力制御特性は、モデル規範形適応制御を適用することによって、圧力系の応答性を向上でき、出力が上限周波数 50 Hz の規範モデルに追従することができる。

(2) ピストン運動状態の圧力制御特性は、モデル

規範形適応制御を適用することによって、強制圧力を低減でき、圧力制御特性を向上することができる。

なお今後の課題として、強制圧力低減効果の向上、さらに能動制御システムの位置系特性の改善機能に関する研究が残されている。

本研究を進めるに当たり、終始ご助言をたまわった東京工業大学 原辰次助教授、本学 川谷亮治助教授、松本和幸の諸氏および実験に際し協力を受けた本学学生戒能修三、松沢豊の両君に深く謝意を表す。

文 献

- (1) 黄・池谷, 機論, 57-543, C(1991), 3571-3576.
- (2) 池谷, 航技研研究報告, TR-421, (1975), 1-17.
- (3) 池谷, 航技研研究報告, TR-422, (1975), 1-25.
- (4) 池谷, 航技研研究報告, TR-424, (1975), 1-18.
- (5) Ikeya, M., 5th IFPS, Sept, (1978), E 1-1.
- (6) 計測自動制御学会編, 自動制御ハンドブック, (1983), 123, オーム社.