

油圧システムのパワーマッチ制御に関する基礎的研究*

(流量マッチ制御について)

粥川 浩宣^{*1}, 山田 宏尚^{*1}, 武藤 高義^{*1}

Fundamental Study of Power Match Control of Hydraulic Power Systems (Investigation of Flow Rate Match Control)

Hiroataka KAYUKAWA, Hironao YAMADA and Takayoshi MUTO

Power match control of hydraulic power systems involves continuous control of the output power of the hydraulic pump so as to agree with the power of the load actuator. In a previous report, we investigated the dynamic performance of pressure match control, employing an electrohydraulic power match system driven by the differential-PWM method. The result showed that the system had good control performance. The feature of this system is different from that of a conventional type; that is, pressure, flow rate or power of the load actuator can be controlled without the need for any control valves such as a load-sensing valve and a flow control valve. In this report, the performance of flow rate match control is evaluated by experiment and computer simulation. It is verified that the system has good control performance.

Key Words: Fluid Power Systems, Hydraulic Power Transmission, Digital Control, Mechatronics and Robotics, Hydraulic Actuator, Flow Rate Match Control

1. ま え が き

動力効率の観点から見たときの理想的な油圧駆動とは、時々刻々のポンプ出力動力(=圧力×流量)を、負荷アクチュエータが必要とする動力に常に一致するようにポンプを制御することであり、これはポンプ制御方式の採用によってはじめてその達成が可能である。動力制御の具体的方法には、制御量として選ばれる圧力、流量またはパワーに応じて、それぞれ圧力マッチ制御、流量マッチ制御またはパワーマッチ制御の3種の方法がある。ここにパワーマッチ制御は、圧力マッチと流量マッチの両制御法を組合せて行われ、原理的に最も理想に近い制御方式である。

従来のパワーマッチ制御では、流量制御弁の前後差圧 Δp を油圧的にロードセンシング弁へフィードバックしてポンプ斜板の傾転角を制御する方式が用いられていた。この方式による動力制御⁽¹⁾では、ロードセンシング弁および流量制御弁などを含むため、システムの構成が複雑化し、またある大きさの圧力損失($\Delta p = 0.6 \sim 1$ MPa程度)が常に発生する、などの欠点が存在した。さらに、ロードセンシング弁の存在により、応答

が不安定または振動的になりやすく、その抑制のためにループゲインを低下させた結果として、動特性が少なからず劣化する点も重要な問題として指摘されている⁽²⁾⁽³⁾。

以上のような背景下に、本研究では上記問題点の解消または低減につながるシステムの一構成法を採用する。この構成法に基づき、圧力マッチ制御を試みた前報⁽⁴⁾の考察によれば、系の不安定化傾向は認められず、またその応答性能も良好であるとの結果が得られた。

さて、パワーマッチ制御とは、制御量としての負荷圧力と負荷流量を選択的に制御しながら、負荷パワーを目標パワーに一致させる制御である。したがって、パワーマッチ制御の達成に対しては、圧力マッチおよび流量マッチ制御の両制御がそれぞれ独立して実施されることが前提となる。そこで本報では、前報における圧力マッチ制御に引き続き、流量マッチ制御を取上げ、システムの応答性能を実験とシミュレーションの両面から検討する。

2. おもな記号

a : 管路の断面積 m^2
 c : 波動の伝ば速度 m/s

* 原稿受付 平成6年8月18日。

^{*1} 正員、岐阜大学工学部 (〒501-11 岐阜市柳戸1-1)。

- c_L : モータの粘性抵抗係数 $N \cdot m \cdot s$
 D_1, D_2 : PWM 変調率
 f_c : PWM 搬送波の周波数 Hz
 K : 油の体積弾性係数 Pa
 I_m : モータの慣性モーメント $kg \cdot m^2$
 I_L : モータの慣性負荷 $kg \cdot m^2$
 l : ポンプ・モータ間の管路長 m
 n : モータ回転数 rpm
 n_0 : 基準モータ回転数 ($n_0=500$ rpm) rpm
 n_p : ポンプの回転数 rpm
 N : 無次元モータ回転数 ($N=n/n_0$)
 p_0 : 基準圧力 ($p_0=1$ MPa) Pa
 p_L : 負荷圧力 Pa
 p_p : ポンプ吐出圧力 Pa
 p_s : 電磁弁 1, 2 への供給圧力 Pa
 P_L : 無次元負荷圧力 ($=p_L/p_0$)
 P_p : 無次元ポンプ吐出圧力 ($=p_p/p_0$)
 q_0 : 基準流量 ($q_0=5.3 \times 10^{-5}$ m³/s) m³/s
 q_L : 負荷流量 m³/s
 q_p : ポンプ吐出流量 m³/s
 Q_L : 無次元負荷流量 ($=q_L/q_0$)
 Q_p : 無次元ポンプ吐出流量 ($=q_p/q_0$)
 r : 目標値信号 Volt
 r_0 : 基準の目標値 Volt
 r_c : ポンプ内シリンダ中心線の半径 m
 r_p : ポンプ内ピストンの半径 m
 R : 目標値信号の無次元量 ($=r/r_0$)
 t_0 : 基準時間 ($t_0=a/\pi\nu$) s
 u : 制御入力 Volt
 v_m : モータ 1 回転当たりの押のけ容積 m³/rev
 v_p : ポンプ 1 回転当たりの押のけ容積 m³/rev
 z_p : ポンプ内ピストン本数
 η_m : モータの容積効率
 η_p : ポンプの容積効率
 θ : ポンプ斜板の傾転角 rad
 θ_0 : 基準傾転角 ($\theta_0=0.1$ rad) rad
 Θ : 無次元傾転角 ($=\theta/\theta_0$)
 ν : 油の動粘度 m²/s
 ρ : 油の密度 kg/m³
 τ_d : 外乱トルク $N \cdot m$

3. 流量マッチ制御システム

3.1 システムの基本構成 本研究で対象とする制御系の基本的構成図を模式的に図 1 に示す。図示のように本システムは、可変容量形油圧ポンプ(斜板式アキシャルピストンポンプを使用)、油圧管路、負荷ア

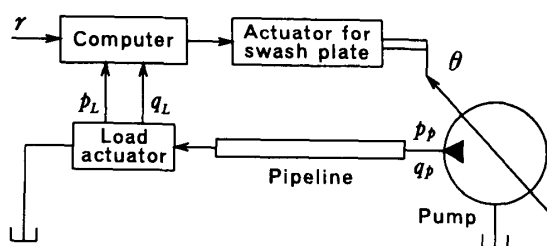


図 1 パワーマッチ制御システム

クチュエータ、コンピュータ、およびポンプ斜板(の傾転角)を駆動するためのアクチュエータ(以下、斜板用アクチュエータと呼ぶ)によって構成されている。図 1 中の p_L, q_L は、それぞれ負荷圧力と負荷流量を表し、それらの信号はセンサによって検出され、フィードバック量としてコンピュータに送られる。斜板用アクチュエータとしては、油圧ロータリアクチュエータを使用するものとし、その駆動法として、著者らが提案した差動 PWM(パルス幅変調)法⁽⁵⁾を採用する。高速形のオンオフ電磁弁を差動 PWM 法によって駆動することにより、ロータリアクチュエータを高精度かつ比較的高速度で制御することができ、またシステムのデジタル制御化がはかれる⁽⁶⁾。なお、ロータリアクチュエータに対する油圧源($p_s=1$ MPa)としては、図 1 中の油圧ポンプによらず、別個の小形ポンプを用いるものとする。

本システムの構成法は下記の点で従来法と異なっている。従来システムの場合、斜板用アクチュエータ回路は、システム本体(ポンプと負荷アクチュエータによって構成)と油圧的に接続されているのに対して、本構成法ではそれが遮断されている。そのおもな理由は、ロードセンシング弁などの不安定化要因の除去、システム構成の単純化、電子制御化の実現、などにある。このようなシステムを対象として、本報では、図 1 中の負荷流量 q_L を、目標とする流量 r に一致させる制御、すなわち流量マッチ制御について検討する。

3.2 システムの全体構成と作動原理 本研究では、図 1 中に示される負荷アクチュエータとして油圧モータ(歯車モータとする)を選び、その回転数制御(すなわち流量マッチ制御)を試みる。本システムの全体構成図を図 2 に示す。図示のように斜板用アクチュエータとして、油圧ロータリアクチュエータが用いられており、これを駆動するために、その上流側には 2 個の高速電磁弁(弁 1, 2)が接続されている。差動 PWM 法に基づいてロータリアクチュエータを制御するために、コンピュータからの PWM 変調信号 D_1, D_2 が駆動アンプによって電圧信号 e_1, e_2 に変換され、

それぞれ弁1, 2へ印加される。

制御量であるモータ回転数 n (\propto 負荷流量 q_L) はセンサによって検出され、その信号はパルス計数器を介した後、フィードバック量としてコンピュータに送られる。ここにコンピュータは、目標値 r の設定、制御入力 u の演算(コントローラ)、およびパルス幅変調などの役割のほか、各種応答波形(例えば斜板傾転角 θ など)の計測用ならびに(後述する)外乱信号の発生源としても利用される。

図示のように、油圧モータには慣性負荷 I_L と、(負荷に対する外乱用に設けられた)電磁ブレーキが接続されている。外乱の与え方として、コンピュータより一定周波数のオンオフ信号 e_s を電磁ブレーキに送り、これにより摩擦トルク τ_d を断続的に変化させるという方法を用いた(ここに $e_s=0$ のとき、電磁ブレーキはOFFとなり、 $\tau_d=0$ である)。なおモータ下流側には、(斜板傾転角の急激な変動により)負荷圧力が負圧となることを防ぐために、オリフィスが設けられている。

3.3 デジタル制御系の設計 離散時間系に基づいて設計された本制御系のブロック線図を図3に示す。ここに図中の記号は、

e : 偏差

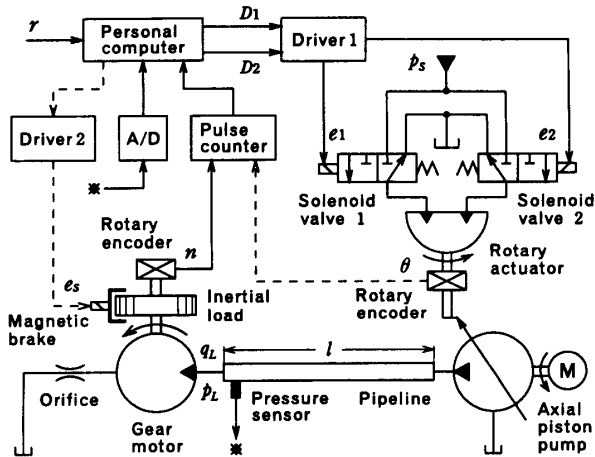


図2 システムの構成図

T : サンプル時間

z : z 変換の演算子

K_p : 比例ゲイン

K_d : 微分ゲイン

F_d : マイナ・ループゲイン

である。図示のように、本システムにおけるコントローラは、比例と微分の各動作からなるPD制御則が用いられている。またフィードバック経路としては、制御量である回転数 n の経路(メインフィードバック)に加えて、負荷圧力 p_L を微分した信号の経路がマイナ・ループとして付加されている。このマイナ・ループは、応答の初期にサージ圧が発生することを回避するために設けられたものである。コントローラのチューニングには、後述する動特性シミュレーションをおもに活用し、さらに実験での試行錯誤によって微小調整を行い、最適なチューニングをはかった。

4. シミュレーションのための数学モデル

本研究では、流量マッチ制御に関する実験的検討と並行して動特性シミュレーションを実施する。その主たる目的は、コントローラの最適なチューニングをするための支援ならびに応答性能の評価をすることにある。また、シミュレーションに用いる数学モデルの妥当性についても検討する。そこで本章では、シミュレーションに必要とされるシステムの数学モデルについて、その要点を概略的に述べ、後述する検討への準備とする。

モデル化に関連するシステムの構成図を図4に示す(ただし、簡略化のため、ロータリアクチュエータは省略した)。図示のシステムに対する数学モデルの構成を、次の仮定と前提下に行うものとする。

(1) ポンプについては、ピストンの往復運動に伴う流量脈動を無視し、平均理論吐出流量を用いる。ただし、ポンプの容積効率については考慮に入れる。また、ポンプ吐出圧よりの斜板加振モーメントを無視する。

(2) 油圧管路については、Zhaoら⁽⁷⁾の提案した

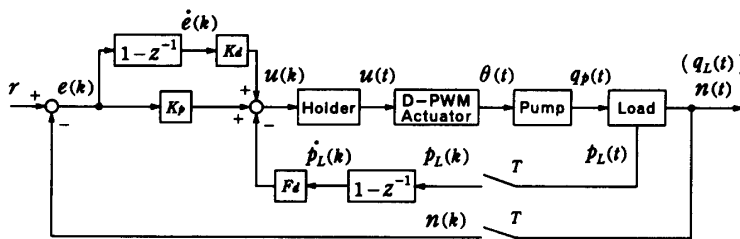


図3 制御系の構成

有理多項式近似モデルを採用する。なお、このモデルによれば、分布定数系で表される非定常粘性モデルが高精度で近似でき、また高速に演算し得ることが著者らによって確認されている⁽⁸⁾。

(3) 電磁弁(弁1, 2)の運動に関しては、弁変位 y_v と時間 t との関数形 $y_v=f(t)$ を、[(無駄時間)+(1次関数)]の形で近似する⁽⁵⁾。

(4) ロータリアクチュエータについては、文献(6)と同じ数学モデルを用いる。

(5) 電磁ブレーキに関しては、摩擦トルク τ_d と時間 t との関数形 $\tau_d=g(t)$ を、[(無駄時間)+(1次関数)]の形で近似する。

(6) 油圧モータの運動方程式中には起動時の摩擦特性も考慮する。

以上の仮定下に数学モデルを構成し、その関係をブロック線図表示すれば図5のように描かれる。ただし図には、はん雑さを避けるため、制御入力 u からモータ回転数 N に至るまでの関係のみが概略的に示されている。ここに図中の記号は、

S : 無次元のラプラス演算子

$$A_m = \rho_0 v_m t_0^2 / [2\pi(I_m + I_L)]$$

$$B_m = c_L t_0 / (I_m + I_L)$$

$$C_m = t_0^2 / (I_m + I_L)$$

$$D_m = 60 / (2\pi t_0)$$

$$E_m = v_m / (2\pi t_0)$$

であり、ハット(^)の付された記号はラプラス領域の変数であることを表す。

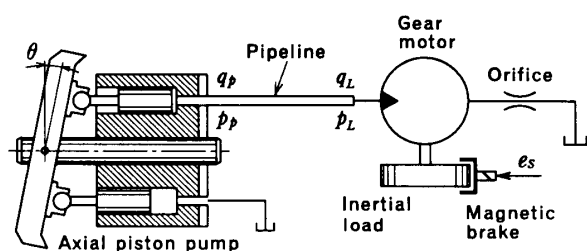


図4 油圧モータ負荷システム

5. 実験による検討

5.1 予備的検討 まず、実験に用いたおもなシステムの諸元ならびに実験条件を一括して表1に示す。同表には、斜板式アキシャルピストンポンプ、管路要素と油圧モータ、などについて示されている[ロータリアクチュエータの諸元については省略した: 文献(6)参照]。なお、制御実験におけるサンプリング時間は1msとした。

次に、実機システムを構成するに際して行った予備的検討結果の主要点を以下に箇条書きにする。

(1) 油圧ポンプおよびモータに対する予備的実験として、それらの容積効率(η_p, η_m)および摩擦特性を実測した。シミュレーションに際しては、これらの結果を考慮した。

(2) 本システムでは、目標値 r は電気信号に換算して与えられる。この r (電圧) と負荷流量 q_L の関係を図6のように設定した。これに基づき、目標値 r の基準値を $r_0 = q_0 / (5.3 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}/1 \text{ V})$ に取ることにする。これにより、無次元の目標値 R の値は q_L/q_0 に一致する。

(3) 電磁ブレーキの切換え特性(切換えに伴う無駄時間などの時間パラメータ)、摩擦力などを測定し、これらの値をシミュレーションに用いた。

(4) 上記以外の測定として、例えば電磁弁の切換え特性(切換えに関する時間パラメータ⁽⁵⁾)、ロータリアクチュエータの摩擦特性などを測定し、これらの値をシミュレーションに用いた。

表1 系諸元と実験条件

Pump	$v_p = 0 \sim 6.7 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{rev}$, $n_p = 1790 \text{ rpm}$ $z_p = 9$, $r_p = 5.15 \times 10^{-3} \text{ m}$, $r_c = 2.03 \times 10^{-2} \text{ m}$
Pipeline and motor	$a = 1.33 \times 10^{-4} \text{ m}^2$, $l = 7.0 \text{ m}$ $v_m = 6.3 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{rev}$, $I_m = 0.1 \times 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ $I_L = 2.7 \times 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$, $\tau_d = 3.0 \text{ N} \cdot \text{m}$
Other parameters	$K = 1.6 \text{ GPa}$, $\nu = 3.0 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ $\rho = 876 \text{ kg}/\text{m}^3$, $c = 1350 \text{ m}/\text{s}$, $p_s = 0.98 \text{ MPa}$ $f_c = 50 \text{ Hz}$

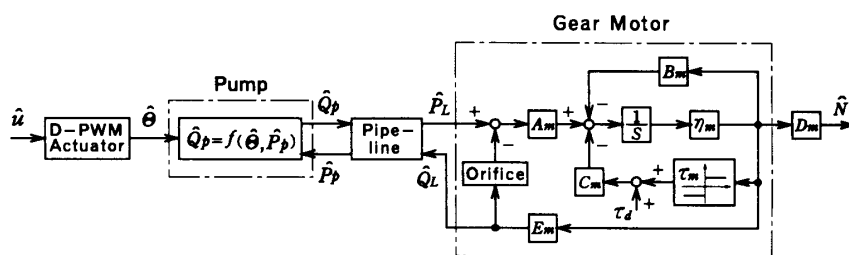


図5 システム主要部のブロック線図

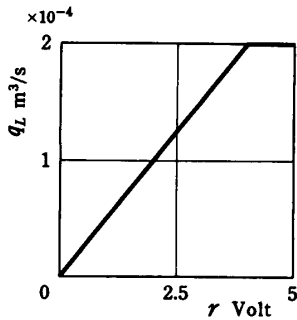


図 6 目標値信号と負荷流量の関係

5・2 実験結果とシミュレーション結果の比較検討

図 2 に示すような油圧モータ負荷システムを対象とする流量マッチ制御に関し、その応答性能を実験的に検討する。このとき、応答性能を過渡特性と周波数特性の両側面から調べるものとし、過渡応答における入力信号としては、ステップ波形およびランプ波形を選ぶ。さらに、これら実験に対応する動特性シミュレーションを行い、その結果を実験結果と比較検討する。

まず、過渡応答の結果について述べる。図 7(a)～(d) は、ステップ応答の結果であり、それぞれ、制御入力 u 、無次元の斜板傾転角 θ 、無次元の負荷圧力 P_L 、無次元のモータ回転数 N の各波形が示されている。図 7 中の実線と破線は、それぞれ実験およびシミュレーション結果であり、また、一点鎖線は目標値 R を表す。各図の実測結果によれば次のように述べ得る。図 7(a) によれば、ステップ入力を与えられた直後に、制御入力 u は大きな偏差を減少させるべく、いったんは急激に変動するが、その後は比較的小さな値を保っている。なお、 u の波形中に見られる高周波のリップルは、コントローラにおける微分動作の影響によるものである。図 7(b) によれば、傾転角 θ は、応答の初期に急速に増加した後、サージ圧の発生を防ぐためにやや減少傾向をたどりながらも、その後は必要な流量を確保するための値(ほぼ一定値)を保っている。図 7(c) によれば、負荷圧力 P_L の応答は、急速に立上がる傾向をもつものの、サージ圧を発生することなく、ほぼ一定の値に収束している(なお、図 3 のブロック線図に示されるマイナ・ループを取除いたとき、負荷圧力はサージ圧を発生するが多かった)。図 7(d) によれば、モータ回転数 N はほぼ良好な過渡的経過を経て目標値 R に追従している。なお、図 7(d) の応答波形によれば整定時間は約 0.25 s と見積られる。さらに、これら実験結果をシミュレーション結果と比較すると、両者はほぼよい一致を示している。上記の実験におけるステップの大きさを種々に変化させたとき

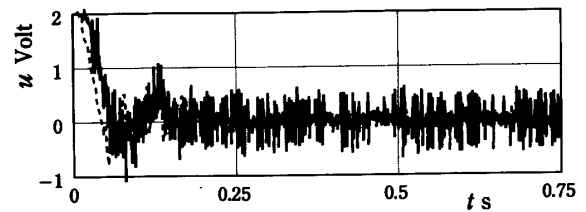
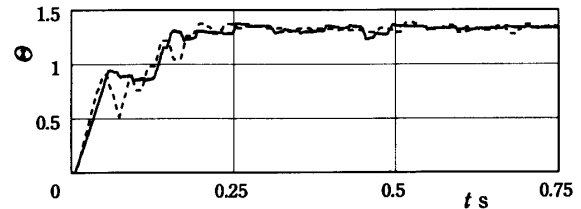
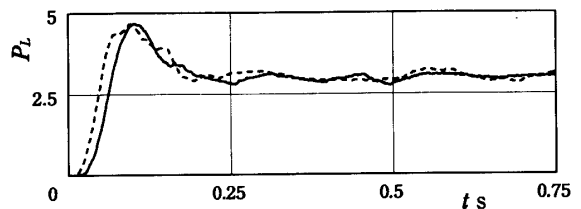
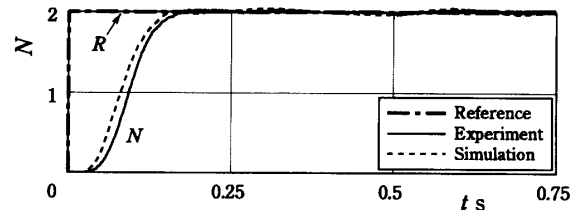
(a) 制御入力 u (b) 斜板傾転角 θ (c) 負荷圧力 P_L (d) モータ回転数 N

図 7 ステップ応答

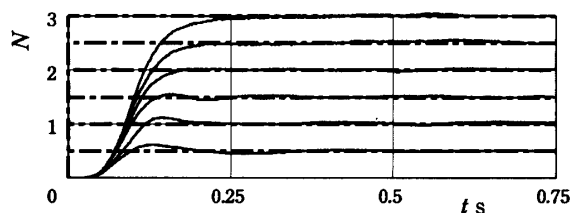


図 8 種々の目標値に対するステップ応答実験

のモータ回転数 N の応答波形を図 8 に示す。これら実験におけるコントローラのゲイン(比例、微分およびマイナ・ループの各ゲイン)はいずれの入力に対しても同一の値によって与えたものである。図 8 によれば、目標値 R の大きさが増すにつれて、徐々に整定時間が増加する点を除けば、いずれの波形もほぼ良好な応答性能を示している。

次に図 9, 10 および 11 は、先のステップ入力、そ

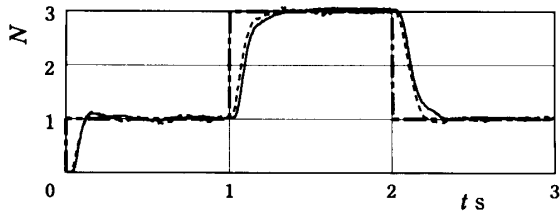


図9 パルス応答

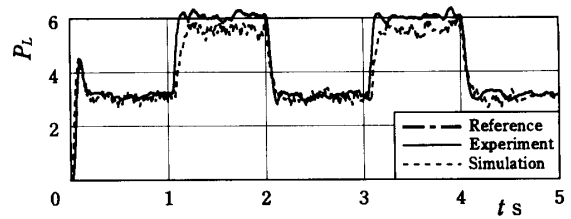
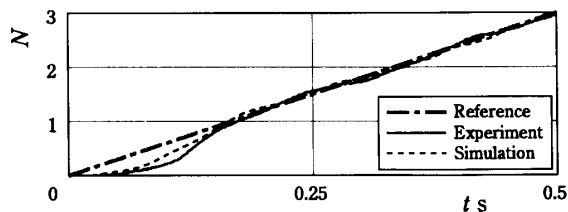
(a) 負荷圧力 P_L 

図10 ランプ応答

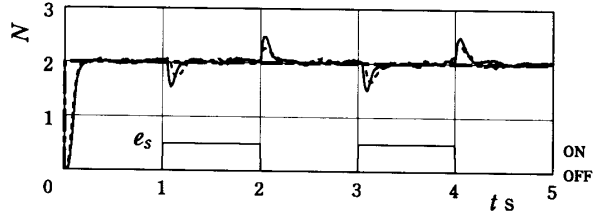
(b) モータ回転数 N

図12 ステップ応答に対する外乱の影響

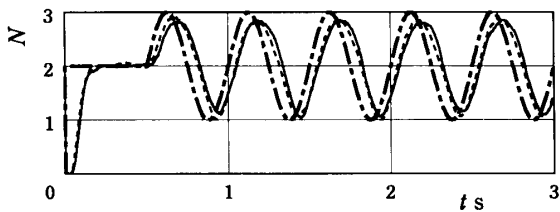


図11 正弦波入力に対する応答

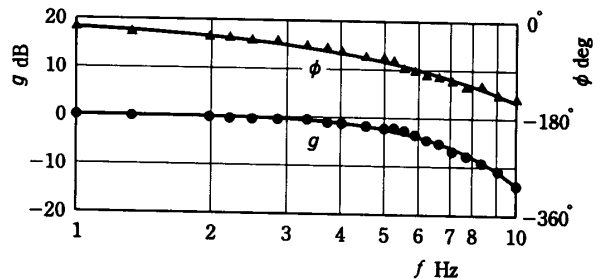


図13 システムの周波数特性

それぞれパルス入力、ランプ入力および正弦波入力に変えた場合の応答波形であり、実験とシミュレーションの各結果が示されている。ただし図10のランプ応答の場合のみ、制御系のコントローラにPID制御則を用いた(I 動作を付加することにより、定常偏差の解消をはかった)。また図11に示されるように、この場合の正弦波入力は、いったん、ステップ応答が定常状態に達した後に与えられている(その振動数は2 Hz)。図9~11によれば、変動する目標値信号に対してもほぼ良好な追従性能が得られている。

次に、図12(a)、(b)は、外乱(間欠的な摩擦トルク)を与えたときの結果であり、図12(a)に負荷圧力 P_L 、図12(b)にモータ回転数 N の応答波形が示されている。この実験は、ステップ応答に対する外乱の影響を調べたものであり、外乱の大きさは目標値の約25%、周期は2 sとした。外乱を与えるために用いた電磁ブレーキへの入力信号 e_s の波形が図12(b)中に実線で示されている。図によれば、電磁ブレーキの切換えに伴うトルク変動の外乱にもかかわらず、応答は比較的速やかに回復している。

次いで周波数特性に関する実験結果をボード線図によって図13に示す。図13中の g と ϕ は、それぞれゲインと位相を示す。図によればカットオフ周波数は約

5.7 Hz(そのときの位相遅れは約 90°)と見積られる。なお、この実験では慣性負荷 I_L を取除いて行った。

6. あとがき

本研究ではパワーマッチ制御に関する基礎的検討を行うため、前報の圧力マッチ制御に引き続き、流量マッチ制御について検討した。システムの応答性能を過渡特性と周波数特性の側面から実験的に調べ、またその結果をシミュレーション結果と比較検討した。それらの検討結果は次のように要約される。

(1) 比較的単純な制御則(PDまたはPID制御)に基づくシステムによってもほぼ良好な応答特性が得られた。これにより、本研究で採用した、電子・油圧式パワーマッチ制御システムが、流量マッチ制御に対しても有効であるとの見通しを得た。

(2) 応答性能に関する実験結果とシミュレーションの結果はほぼよい一致を示した。これにより、本研究で用いた数学モデルの妥当性が確認された。

終わりに、本研究で用いた実験装置の一部に関し、ご便宜をいただいた大同メタル工業(株)に厚くお礼申し上げます。

文 献

- (1) 黄・ほか2名, 油圧ポンプのパワーマッチ制御特性に関する実験及び解析, 油圧と空気圧, **19-6**(1988), 492.
- (2) Hu, F. and Edge, K. A., Constant Pressure Control of an Axial Piston Pump—A Simulation Study of an Adaptive Control Scheme, *Fourth Bath International Fluid Power Workshop*, (1991), 77, University of Bath, England.
- (3) Krus, P., On Load Sensing Fluid Power Systems with Special Reference to Dynamic Properties and Control Aspects, Linköping Studies in Science and Technology. Dissertations. No. 198. *Division of Fluid Power Control Department of Mechanical Engineering*, (1988), 1-180, Linköping Sweden.
- (4) 武藤・ほか2名, 油圧システムのパワーマッチ制御に関する基礎的研究(圧力マッチ制御について), 機論, **60-579**, C(1994), 3896.
- (5) 末松・ほか2名, 差動PWM方式による油圧アクチュエータ系のデジタル制御, 機論, **55-516**, C(1989), 2053.
- (6) 武藤・ほか4名, 差動PWM法による油圧ロータリアクチュエータのデジタル制御, 油圧と空気圧, **23-7**(1992), 839.
- (7) Zhao, T., Peng, G. and Xu, Y., A Study on Basic Method of Time Domain Simulation of Fluid Transmission Lines, *JHPS. International Symposium on Fluid Power Tokyo*, (1989), 61.
- (8) 武藤・ほか2名, 油圧管路系の動特性シミュレーションにおける高速演算化の一手法について, 機論, **59-568**, C(1993), 3773.