省エネルギー形電気・油圧サーボ系* (定容量形油圧ポンプの回転数制御)

中 野 和 夫** 田 中 豊** 戸 田 宜 彦***

Energy-Saving Type Electro-Hydraulic Servo System (Speed Control of Fixed Displacement Pump)

Kazuo NAKANO, Yutaka TANAKA, Yoshihiko TODA

A conventional valve-controlled servo system is usually powered by a constant pressure power source where the pressure is set by a relief valve. In this kind of power source, the power loss becomes maximum when the actuator is stopping at a certain position.

In this study, a new type of energy-saving power source is proposed. In this power source, the speed of the induction motor to drive the fixed displacement pump is controlled by an inverter in order to adjust the delivery of this pump and to control the system pressure without making use of the relief valve.

The power efficiency of the energy-saving power source with the inverter is investigated. The methods of pressure feedback control and programmed control using the microcomputer are discussed and the results have been experimentally verified.

1. まえがき

従来より、速応性が重視される大出力、高精度の制御の分野では、サーボ弁による油圧制御が広く用いられている。

一般にこうしたサーボ弁を用いた電気・油圧サーボ系の油圧源には、Fig.1の(a)に示されるように、定吐出量の油圧ポンプが誘導電動機により一定回転で駆動され、リリーフ弁で供給圧が設定される回路が用いられる。したがって、サーボ系で必要とされる流量を超えた余分な油はリリーフ弁より逃がされ全てエネルギー損失となる。油圧システムのエネルギー損失を低減

するためには、絞り機構を設けずにポンプだけで負荷で必要とする圧力と流量のみを時々刻々供給することが望まれる。

こうした省エネルギーシステムの油圧源の一例として、Fig.1の(b)に示すように、可変容量ポンプを用いて負荷に必要な流量を供給するいわゆる流量マッチ回路が知られている¹⁾。しかしこのシステムは電氣的な遠隔操作に向かない。

また従来の省エネルギーシステムにおいては、電動機も含めた油圧源の効率についてあまり考慮されておらず、油圧回路のアンロード時の電動機の空転にともなう損失は大きい。電動機を直接制御した油圧源を用いたシステムに関しては、数台のポンプ、電動機を回路圧によりON、OFFで切り替える手法²⁾があるが、頻繁な起動、停止による電動機スタータの接点の寿命、起動時のラッシュカレントなどに問題がある。

* 昭和61年8月19日 原稿受付

** 東京工業大学精密工学研究所 (〒227 横浜市緑区長津田町4259)

*** 東京工業大学

そこで本論文では、Fig. 1の(c)に示すように、定容量形油圧ポンプを駆動する誘導電動機を、インバータを用いて直接回転数制御することにより、可変吐出量の油圧源を構成し、その油圧源を用いて省エネルギー形電気・油圧サーボ系を試作して、その効率や制御方法について検討する。

Fig. 1 Hydraulic servo systems

2. 主な記号

f : 電源周波数 [Hz], f_c : 平滑化された消費流量の周波数換算値 [Hz], f_i : インバータ周波数 (ポンプ吐出流量の周波数換算値) [Hz], f_s : 消費流量の周波数換算値 [Hz], N : 電動機の回転数 [rad/s], P_a : アキュムレータガス封入圧力 [MPa], P_o : アキュムレータ最高作動圧力 [MPa], p_s : 供給圧力 [MPa], q_s : 供給流量 [cm³/s], r : サーボ系入力 [rad], V_a : アキュムレータ容量 [cm³], v : 負荷速度 [rad/s], W_o : 供給電力 [kW], η : 油圧源の総合変換効率 [%], Δt : きざみ時間 [s].

3. インバータ

一般の三相交流誘導電動機の回転数 N (rad/s) は、電動機の極数とすべりをそれぞれ p , s , 電源周波数を f (Hz) とすれば、次式のように表せる。

$$N = \frac{4\pi f}{p} (1 - s) \quad (1)$$

(1)式より明らかなように、すべりの小さい範囲では電動機の回転数 N は電源周波数 f にほぼ比例する。そこで f を変化させることにより、電動機を可変速運転できることがわかる。本研究で採用した 2.2 kW 用正弦波 PWM 制御電圧形インバータ⁴⁾は、電源周波数 f を分解能 0.1 Hz で 0.5 Hz から 80 Hz の範囲のインバー

タ周波数 f_i に変換することができる。このインバータ周波数の可変範囲は、理想的にすべりを零とすれば、本研究で使した三相誘導電動機 (1.5 kW, 4 極) の回転数の 0 から 251 rad/s (2400 rpm) に相当する。

近年の半導体技術の進歩により、インバータを用いることで、一般の三相交流誘導電動機が、簡単に、低いコストで、高効率、広範囲に回転数制御できるようになった。また既設の電源回路にインバータを設けるだけで簡単に電動機の回転数制御や、高頻度の始動停止が可能になる。

4. 実験装置

Fig. 2 に実験に用いた油圧回路を示す。システムは大きく分けて油圧源とサーボ系の 2 つの部分より構成されている。

油圧源は、インバータを取り付けた 1.5 kW 誘導電動機により駆動される押しのけ容積 0.56 cm³/rad (3.52 cm³/rev) の小型の歯車ポンプと、油圧エネルギー蓄積用の 10 リットルのブラダ形アキュムレータにより構成されている。

Fig. 2 Experimental circuit

この油圧源は、サーボ系に必要なだけの流量を供給するが、電動機はその回転子の慣性が大きいため速応性に欠け、インバータによる加速時間にも制約があるため、サーボ系の過渡的な応答に対して供給する油の不足を生じる。そこで、アキュムレータに負荷の停止時にあらかじめエネルギーを蓄えておき、サーボ系の立ち上がりの油の不足分はこのアキュムレータにより補う。また、みかけ上このアキュムレータは過渡的にポンプの役割も果たすため、油圧源のポンプ容量を小型化するのにも役立つ。

サーボ系は、電気・油圧サーボ弁と、それにより位置制御される慣性負荷 (慣性モーメント 6.0×10^{-4} kg m²) を取り付けた回転形アクチュエータにより構成さ

れる。アクチュエータには押しのけ容積 $1.55\text{cm}^3/\text{rad}$ ($9.72\text{cm}^3/\text{rev}$) の手持ちのピストンモータを使用した。負荷の回転位置は歯車列を介してポテンシオメータにより検出され、サーボアンプにフィードバックされる。また負荷速度を測定するため速度発電機を取り付けてある。

5. 油圧源の効率

省エネルギーの観点から、油圧源のエネルギー変換効率は重要な問題である。特に本研究の場合、インバータを用いて電動機を広範囲にわたって可変速運転することによる油圧源のエネルギー変換効率の劣化が懸念される。これまでに油圧源の電動機をインバータ駆動した例には、2足歩行ロボットの小型の油圧源ポンプにインバータを用いた報告³⁾があるが、その効率などの運転特性については触れられていない。そこで本節ではまず、インバータを付加した油圧源の効率、すなわち電気パワーから流体パワーへの変換効率について検討する。

電動機をある一定回転数で運転したときの三相交流電源から供給される電力を W_e [W]、油圧源のポンプの吐出圧を p_s [MPa]、吐出流量を q_s [cm³/s] として、ポンプで発生する流体パワーを $p_s q_s$ と考え、油圧源の総合変換効率 η [%] を次の式で定義する。

Fig. 3 Efficiency of the power source

$$\eta = \frac{p_s q_s}{W_e} \times 100 \quad (2)$$

Fig. 3は横軸にインバータ周波数 f_i 、縦軸に効率 η をとって示したもので、電動機をインバータにより各周波数で定常に回転させたとき、(2)式により求められる油圧源の総合変換効率を白ぬき丸印で示した。ここで供給圧 p_s は 6.87MPa ($70\text{kgf}/\text{cm}^2$) に保って実験した。またFig. 3の黒丸印は、インバータを使わず、同じ電動機を直接商用電源 (50Hz) に接続した場合の効率を示している。

Fig. 3から明らかなように、インバータを付加したことによる効率の劣化は認められない。また商用電源周波数より高い50 Hzから80 Hzの範囲でもインバータによる油圧源の変換効率は悪くならないことがわかる。しかし周波数 f_i が20 Hz以下の低い範囲、すなわち回転数の低い範囲では、電動機のすべりも大きくなり、ポンプの効率も低下するため油圧源の変換効率は著しく低下しており、この範囲での頻繁な運転はあまり好ましくない。

いっぽう本実験のサーボ系の構成の場合、サーボ弁が中立状態で負荷の駆動により消費される流量が零でも、サーボ弁の構成上その内部、主にノズル・フラップ部で油を常時消費している。サーボ弁中立状態で実験した結果、油圧機器各部の内部漏れも含めたサーボ系の内部漏洩量を補うために、電動機は最低29 Hzで運転しなければならないことを確認した。そこで本実験装置の構成では、効率の悪い低い回転数範囲での運転の頻度は少なくすむといえる。なお油圧源の総合変換効率が最高で60%と低いのは、電動機選定の際、実験に支障がないように定格に十分余裕をみた結果、負荷率の若干低い範囲での運転となっているためで、定格付近で電動機を運転すれば全体の効率はさらに改善される。

以上、本節の検討により、インバータの付加に伴う効率の低下は認められず、広い回転数範囲にわたって効率良く油圧源を運転できることが確かめられた。

6. 圧力フィードバック制御

本論文ではインバータを用いた油圧源の制御方法として、圧力フィードバック制御とプログラム制御の2つの方法について検討した。まず本節では圧力フィードバック制御によるシステムの概要と実験結果について述べる。

Fig. 4 Schematic diagram of the pressure feedback system

Fig.4 に圧力フィードバック制御システムの概念図を示す。油圧源の制御はアナログコントローラにより負荷の動きに応じて電動機を回転数制御する。

まずコントローラは供給圧を一定に保つために、供給圧と設定圧との圧力偏差をインバータにフィードバックする。また油圧源の応答性を良くするため、サーボ系への指令入力をフィードフォワード的にインバータに入力する。さらに前節で述べた内部漏洩量に相当する一定入力をインバータに与える。

Fig. 5 Experimental results of the pressure feedback system

Fig. 5, 6 に圧力フィードバック制御による実験結果を示す。応答波形は、最上段がサーボ系への位置の入力 r [rad]、次がそのときの負荷速度 v [rad/s]、中央がインバータ周波数 f_i [Hz]、次が供給圧 p_s [MPa]、最下段が電源から油圧源に供給される電力 W_e [kW] を示している。サーボ系入力には、 60π rad まで一定速度で回転し、1 秒間静止した後、再び同じ速度で元の位置までもどるという簡単な位置入力を用いた。またインバータ周波数 f_i は油圧源のポンプ回転数、すなわちポンプ吐出流量にほぼ比例するとみな

すことができる。

Fig.5 は負荷速度を 41.9 rad/s (400rpm) とした時の実験結果で、入力に応じてインバータは電動機を可変速運転し、負荷で消費する油に見合う分を供給していることがわかる。また油圧源の遅れに伴う過渡的な流量の不足分はアクムレータにより補われ、立ち上がりの供給圧の著しい低下は認められない。さらに電力の変化はインバータ周波数の変化とよく一致しており、圧力一定でサーボ系で必要とするパワーのみを油圧源から供給していることがわかる。

Fig.6 には負荷速度を 167.5 rad/s (1600rpm) とした時の実験結果を示す。この場合油圧源のポンプが最大供給できる流量を超えた指令がサーボ系に入力されているが、前もってアクムレータに蓄えられたエネルギーで不足分は補われ、油の消費に伴う供給圧の低下は 0.5 MPa 程度におさえられている。また負荷が停止してもアクムレータ内にエネルギー蓄積が完了して供給圧が設定圧に回復するまで油圧源のポンプは動き続けている。

Fig. 6 Experimental results of the pressure feedback system

により予測できる。

$$p_s^n = \frac{P_o (P_o V_o / P_o)^{1.41}}{(P_o V_o / P_o + \Delta V^n / 568)^{1.41}} \quad (9)$$

この(3)～(9)式の計算を、 Δt 秒きざみに1つの負荷サイクルにわたって行い油圧源の運転パターンを決めた。以上の計算手順を、Fig.8にフローチャートで示す。Fig.9にマイコン内のシミュレーション計算結果

Fig. 8 Flow chart

Fig. 9 Experimental results of the programmed control system

と実機の応答を示す。入力Fig.6の場合と同じとし、きざみ時間 Δt は4.41msとした。シミュレーションと実機の応答はよく一致しており、圧力フィードバック制御の時と同様な省エネ効果が得られた。これはマイコン内のモデルで計算したインバータ周波数により、油圧源の供給流量が負荷の動きに応じてオープンループで制御されていることを示している。ただし圧力を検出しフィードバックを行っていないため、実機では最終的に若干の圧力低下を生じている。これはモデルによる消費流量の計算値と実際の消費流量との誤差によるものと考えられる。この対策としては、圧力を検出することなく、電動機側の状態量から圧力の訂正動作をすることが考えられる。

8. 流量の平滑化

前節で述べたプログラム制御の手法を用いれば、入力 r に対して、負荷速度 v 、消費流量の周波数換算値 f_s 、インバータ周波数 f_i 、圧力の変化 p_s はそれぞれFig.10(a)に示されるように求まる。

このシミュレーション実験からわかるように、途中の負荷の停止時にいったんインバータ周波数は低下するため油圧ポンプの吐出量は減り、次の速いサーボ系の動作に対して油の不足を生じ、供給圧の低下を招く。

そこで入力から消費流量 f_s を算出した後、 f_s をインバータの加速範囲内で十分応答できるように、平滑化された流量 f_c に直してから、前節で述べた f_s を f_c とおきかえてFig.8と同様な計算を行った。

具体的な平滑化の手法としては、変化の急な矩形形状の f_s を、面積（消費される油の総体積に相当）を変えることなく少ない計算回数で平滑化するため、まず離散値 f_s^m を負荷サイクル全体にわたって Δt よりも粗い時間間隔 $T_s (= k \Delta t)$ で区切り、 m 番目の T_s 秒内すなわち、 $(m-1)k \Delta t$ 秒から $mk \Delta t$ 秒の間に含まれる k 個の流量の離散値を $f_c^m(i)$ ($i=1 \sim k$)と表わす。つぎに次式で定義された計算を $m=1$ より順次進め、負荷サイクル全体にわたって流量を平滑化する。

$$f_c^m(i) = f_c^{m+1}(i) = \left\{ \sum_{i=1}^k f_c^m(i) + \sum_{i=1}^k f_c^{m+1}(i) \right\} / 2k \quad (10)$$

平滑化が不十分であれば同様な操作を数回繰返し行くと、 f_c^m は細かい階段状になり、全体として角がとれた波形となる。最後にこの f_c^m を前節の計算に対応するように、再び Δt 秒きざみにもどし、平滑化された流量 f_c^n を求めた。

Fig.10(b)に(a)を平滑化したシミュレーション結果

を示す。(a)の f_s に比べ(b)の f_s は平滑化の結果全体に角がとれて裾野が広がるため、それに応じてポンプは(b)のインバータ周波数 f_i に示されるように回転し油を供給する。そのため(b)は(a)に比べ供給圧の低下がかなりおさえられていることがわかる。さらに、実験では

Fig. 10 (a) Simulation

Fig. 10 (b) Simulation (smoothing method)

$T_a = 0.25$ 秒と大きいため、平滑化された流量 f_s はFig. 10(b)に示すように階段状になるが、実際のインバータの応答は遅いため f_i の計算結果は滑らかとなり、 T_a は41のように細かくとる必要はないことがわかる。

別の何種類かの負荷パターンについてもシミュレーションを行った結果、この平滑化の手法はいずれの場合にも、負荷の停止時からの立上りの流量の不足に伴う圧力の低下を防止するのに有効であり、圧力変動を半分以上にできることが確かめられた。

Fig. 11 Experimental results of the programmed control system

Fig. 11にFig. 10に対応した実機による応答結果を示す。左側には前節で述べたプログラム制御の場合、右側は演算により平滑化をほどとした場合を示した。両者ともほぼシミュレーションと同じ結果が得られ、プログラム制御による供給圧の変動をおさえたむだのない油圧源の運転結果が実機により確かめられた。

9. あとがき

インバータを付加した電動機で定容量形油圧ポンプを回転数制御し、サーボ系で必要とする流量のみを油圧源から供給する省エネルギーシステムを提案し、油圧源も含めた電気・油圧サーボ系を試作した。

圧力フィードバック制御とプログラム制御の2つの手法を用いて、簡単なサーボ系入力による負荷の動きに応じて油圧源を制御し、システムの省エネルギー効果を確認した。

またプログラム制御によりサーボ系への入力から消費流量をあらかじめ計算して油圧源をより効率よく運転する手法を提案し、その動作を実機により確認した。

参 考 文 献

- 1) 岩城, 須原: 油圧システムの省エネルギー(2), 油圧と空気圧, Vol. 14-4, 23/28, 1983.
- 2) 日本機械学会: RC68 油空圧システム省エネルギー調査研究分科会 研究成果報告書 1, 68/69, 1985.
- 3) 加藤, 高西, 一柳, 藤江, 堀口, 佐々木, 渡辺, 野上: 全油圧駆動による2足歩行ロボットの実現, 油圧と空気圧, Vol. 17-1, 52/60, 1986.
- 4) 地福: 小特集 最近の可変速電動機の技術動向 3, 電気学会雑誌, Vol. 103-9, 875/878, 1983.