リニア直流モータを用いた高応答油圧サーボバルブ

正員 水野 勉 (アマダ)
 正員 脇 若 弘 之 (信州大)
 正員 山 田 一 (信州大)

High Speed Hydraulic Servo Valve Using Linear DC Motor

Tsutomu Mizuno, Member (Amada Co., Ltd.), Hiroyuki Wakiwaka, Member, Hajime Yamada, Member (Shinshu University)

This paper deals with a high speed direct drive hydraulic servo valve (linear servo valve, LSV) using linear DC motor (LDM). The nozzle-flapper type hydraulic servo valves and proportional valves driven linear electromagnetic solenoid are widely used in factory automation. High speed and high precision hydraulic valves have been required, because these conventional valves involve problems in efficiency, contamination and low-speed.

In this paper, the following points are discussed:

(1) The static thrust distribution of the LDM in the range of rated stroke ± 0.5 mm of the LSV have good flat characteristics. The static thrust of the LDM is not in proportion to exciting current, because of magnetic force generated by permanent magnet and yoke. It is clarified that this phenomenon is not matter in practical application for the LSV.

(2) The flow force characteristics acting on the LDM are evaluated on two spools. The flow force of an improved spool is decreased by circulating the flow in a compensation bucket, and the flow force of a conventional spool is not decreased. The maximum flow force of the improved spool is equal 27% to that of the conventional spool.

(3) The LSV exhibits a dynamic response of a 90° phase lag at 500 Hz. It is clarified that the dynamic response of the LSV is above 67% higher than that of the conventional hydraulic valves. The LSV is able to reduce the control power including electric and hydraulic power to above 55% in comparison with the nozzle-flapper type hydraulic servo valves.

キーワード：リニア直流モータ，油圧サーボバルブ，応答周波数，消費電力

1. ま え が き

板金機械のプレスやプレスブレーキなどの加工軸には、油圧駆動が多く用いられている。これは、油圧駆動が、電動機と比較して、大きな推力を容易に発生でき、かつ力制御や速度・位置制御も比較的簡単にできるためである。しかし、一般に油圧駆動は電動機と比較して、応答性や効率に難があるといわれている。

板金機械に用いる油圧駆動システムの高速・高精度化、省エネ化などを実現するためには、応答周波数が

数百 Hz 以上で、消費電力も少ない油圧バルブが要求されており、従来から用いられているリニア電磁ソレノイドを用いた流量制御弁やノズルフラップ型サーボバルブでは実現が困難である。

すなわち、リニア電磁ソレノイドを用いた流量制御弁は応答性に難点がある。また、ノズルフラップ型サーボバルブは、ノズルフラップ機構を用いてトルクモータの発生する小さなトルクを油圧により増幅しスプールを駆動するため、この変換機構のエネルギーロスが大きいことや、安定した油圧を供給するための油圧

回路を設ける必要があり複雑である。更に、耐コンタミ性が悪く（作動油中に含まれる汚染物によるバルブの故障）非常に厳しい条件で作動油の管理を行わなければならない⁽¹⁾。

これらの問題を解決する手段として、リニア直流モータ（以下、LDMと略記）を用いた油圧サーボバルブが開発され、既に製鉄ラインの圧延機やダウンコイラなどに応用されている^{(2)~(4)}。しかし、これらのLDMの界磁には、アルニコ磁石や電磁石が用いられ、一般に大型で、悪環境下で動作する特殊な弁として位置づけられていた。

そこで著者は、Nd-Fe-B磁石を用いてLDMを小型化するとともに、板金機械で使用可能な耐コンタミ性に優れた高速・高応答油圧サーボバルブ（以下、リニアサーボバルブ；LSVと略記）の開発を行ってきた⁽⁵⁾。

本論文はLSVの高速・高応答化について検討し、以下の項目を明らかにしようとするものである。

- (1) LDMの静推力特性
- (2) LDMの推力に対して外乱として作用する流体力の低減法
- (3) LSVの総合特性

2. LSVの構造と動作原理

図1は、本実験に用いたLSVの構造である。LSVは、四つのポート(A, P, B, T)を有するサーボバルブで、大別して駆動部、流量制御部、位置検出部から構成されている。駆動部は、コイル可動形のLDMで、コイルボピンはスプールに直結されている。更に、永久磁石には動特性の改善のために銅のショートリングが配置されている⁽⁶⁾。

流量制御部は、供給ポートP、制御ポートA, B、戻りポートTから構成されている。制御ポートA, Bは、油圧シリンダや油圧モータ（同図には図示して

いない）に接続される。更に、スプールの変位は差動変圧器で検出され、制御装置にフィードバックされる。

励磁電流 I をコイルに流すと、BIL 則により推力が発生し、同図の右手方向にスプールが変位 (x) する。すると、P から A ポートに、B から T ポートに作動油が流れる。スプールの変位を制御することで、作動油の流れの方向と流量を制御し、LSV と接続された油圧シリンダや油圧モータの位置・速度をコントロールすることができる。

表1はLSVの基本仕様である。定格ストロークは $\pm 0.5\text{ mm}$ 、定格流量は弁圧力降下 7 MPa で 40 L/min である。LSVの高速・高応答化のためには、LDMの最大推力とLSVの可動部の質量比 (F_m/m) を大きくする必要がある。そこでLDMの小型化と高推力化のためにNd-Fe-B磁石を界磁に採用し、推力特性について検討することで、推力定数を 12.5 N/A 、励磁電流 15 A で最大静推力を 190 N と大きくした。また、可動部の軽量化のためにコイルとコイルボピンに、それぞれアルミニウム線とアルミニウム合金を採用することで、可動部質量は 100 g となった。この結果、 F_m/m を $1,900\text{ m/s}^2(\text{N/kg})$ と大きくすることができた。

図2はLSVシステムの制御構成図である⁽⁵⁾。制御系は、比例制御系で構成されている。差動変圧器で検出したスプールの変位は、制御装置にフィードバックされる。また、スプールの変位を不完全微分（カットオフ周波数 10 kHz ）することで速度信号を得ている。

表 1 LSV の基本仕様
Table 1. Basic specifications of the LSV.

項 目		記号	数 値
LDM部	推力定数	K_f	12.5 N/A
	最大推力	F_m	190 N 励磁電流: 15 A
	駆動電圧	V	70 V
	永久磁石		Nd-Fe-B 磁石 (最大エネルギー積: 255 kJ/m^3) (減磁限界電流: 20 A)
流量制御部	定格流量	Q_n	40 L/min
	定格ストローク	L_s	$\pm 0.5\text{ mm}$
	最大使用圧力	P_m	35 MPa
位置検出部		差動トランス (応答周波数: 10 kHz)	
可動部質量		m	100 g
最大推力/可動部質量		F_m/m	$1,900\text{ m/s}^2, \text{ N/kg}$
LSVの外形寸法		$80 \times 80 \times 239\text{ mm}$

図 1 LSV の構造
Fig. 1. Structure of a LSV.

図 2 LSV システムの制御構成図
Fig. 2. Control block diagram of the LSV system.

更に、スプールとスリーブ間で発生するクーロン摩擦力（実測値 2 N）に起因する変位応答のヒステリシスを低減するために、周波数 1 kHz のディザを印加している。

電流アンプの応答周波数が LSV の応答に与える影響について、図 2 の制御ブロックを用いた数値シミュレーションにより検討した。その結果から、応答周波数 7.8 kHz の特性を有する電流アンプを採用した。

また、図 2 に示したように、圧力 P_s が供給され流量 Q が流れると、流体力 F_f が LDM の推力に対して外乱として作用する。LDM には、この流体力以上の推力が必要とされるため、銅損による温度上昇の増加や LDM の大型化の要因となる。更に、LSV の高速・高応答化のためには、流体力を低減する必要がある。そこで LDM の静推力と流体力について検討した。

3. LDM の静推力特性

LSV の高速・高応答化と高い制御性のためには、LDM の最大推力が大きいことや、励磁電流に比例して推力が発生し、かつ推力分布が平坦な特性であることが要求される。そこで、有限要素法（以下、FEM）を用いて LDM の静推力特性を検討した。FEM 解析は、非線形場で軸対称問題とした。

図 3 は、変位 $x=0$ mm、励磁電流 $I=0$ A における FEM 解析によって得られた LDM の磁束分布である。

図 4 は、励磁電流をパラメータとする LDM の静推力-変位特性である。LSV の定格ストローク ± 0.5 mm の範囲において静推力分布は平坦な特性であり、良好な推力分布となった。

図 5 は、変位 $x=0$ mm における LDM の静推力-励磁電流特性である。静推力の実測値は、励磁電流 3

図 3 LDM における磁束分布
（変位 $x=0$ mm、励磁電流 $I=0$ A）
Fig. 3. Magnetic flux distribution in the LDM (displacement : $x=0$ mm, exciting current : $I=0$ A).

図 4 LDM の静推力-変位特性
Fig. 4. Static thrust vs. displacement characteristics of the LDM.

A 程度から飽和傾向を示しており、励磁電流 -15, 15 A における静推力は、それぞれ -190 N と 100 N で、励磁電流の正負によって静推力が大きく異なり、

静推力-励磁電流特性は非対称となった。この原因は、励磁電流による磁束が永久磁石とヨークによる磁束分布に影響し、BIL 則による推力と逆向きの力(磁気力)を発生させるためであると考えられる⁽⁷⁾。そこで、磁気力を考慮できるマクスウェルの応力法と、考慮できない BIL 則の両解析手法を用いて静推力を算出し実測値と比較した。なお、後述するように励磁電流の正負による静推力の非対称性は、LSV として実用上問題がないことを確認している。

同図に BIL 則とマクスウェルの応力法によって算出した計算値を示してある。BIL 則による静推力は、FEM 解析によって得られた磁束密度と励磁電流を用いて算出した。また、マクスウェルの応力法の場合、ヨークと永久磁石の近傍に積分路をとり静推力を求めた。励磁電流 $-15 \sim 0$ A の範囲では両解析手法による静推力の計算誤差は、いずれも 5% 以内であった。しかし BIL 則の場合、正方向の励磁電流が増加するに従って計算誤差が大きくなり、励磁電流 15 A では実測値 100 N に対して計算値は 140 N で、計算誤差は 40% となった。マクスウェルの応力法による計算値も励磁電流が増加するに従って計算誤差が増加する傾向を示しているが、励磁電流 15 A における計算誤差は 10% で BIL 則の計算誤差の 1/4 となった。

このように、磁気力を考慮できるマクスウェルの応力法のほうが、磁気力を考慮できない BIL 則よりも高精度で静推力を算出することができた。このことか

図 5 LDM の静推力-励磁電流特性
(変位 $x=0$ mm)

Fig. 5. Static thrust vs. exciting current characteristics of the LDM (displacement : $x=0$ mm).

ら、励磁電流の正負による静推力の非対称性は、BIL 則による電流に磁束分布の変化による力(磁気力)が重畳したためであることが確認できた。

4. LDM に作用する流体力の低減

図 2 の制御構成図に示したように、流体力は LDM の推力に対して外乱として作用するので、LSV の小型、高速・高応答化のためには、流体力を低減する必要がある。そこで、流体力を低減するために、スプールの形状について検討してみた。

図 6 は作動油の流れとスプールに作用する流体力の関係を示している。(a) 図は従来のスプール、(b) 図は、改良スプールの場合である。

(a) 図に示したように、スプールが同図の右手方向に変位した場合、作動油は P から A ポート、B から T ポートに流れる。更に、ランドのエッジ近くの流れの断面積は、他のどの部分よりも小さく、流速はランドのエッジ部近くが最も大きくなる。ベルヌーイの原理から速度の大きいところでは圧力が低下する。従って、作動油が流入するランド側面に作用する圧力 P_i は、流出側のランド側面に作用する圧力 P_o より小

図 6 作動油の流れと従来および改良スプールに作用する流体力

Fig. 6. Flow of hydraulic fluid and flow force acting on two spools.

さくなる。この圧力差によって流体力 F_A が生じ、その向きはスプール変位と反対方向である。流体力 F_B も同様にスプール変位と反対方向に作用し、両者の和である流体力 F_f は次式のように求められている⁽⁸⁾。

$$F_f = F_A + F_B \\ = -2Q\sqrt{\rho\Delta P} \cos \theta \quad (\text{N}) \cdots \cdots (1)$$

ここに、 Q ：流量(m^3/s)、 ρ ：作動油の密度(kg/m^3)、 ΔP ：弁圧差(Pa)、 θ ：作動油の噴出角($=69^\circ$)

(1)式において弁圧差 ΔP は、A と B ポートを接続し、P から T ポートに作動油が流れるようにした場合の P と T ポート間の圧力差のことである。

流体力を低減するためにスプールに補償バケットを設ける方法が提案されている⁽⁹⁾。この手法を用いた図 6 (b) の改良スプールの場合、B から T ポートに流れる作動油は、補償バケット内で旋回流が形成され、作動油の流入と流出側のランドに作用する圧力を従来のスプールの場合と変えることで、B から T ポートに流れる作動油による流体力 F_B を、P から A ポートに流れる作動油による流体力 F_A と向きが反対方向に作用させることができる⁽⁹⁾。このため、スプールに作用する流体力 F_f を低減することができる。

図 7 は供給圧力 7 MPa における従来と改良スプールの流体力特性である。従来と改良スプールの流体力の最大値は、それぞれ 30 N と 8 N であり、改良スプールは、従来のスプールと比較して流体力の最大値を 27% に低減できることを示している。また、同図中に

図 7 従来と改良スプールの流体力特性の比較
(供給圧力 $P_s=7$ MPa)

Fig. 7. Flow force characteristics of the conventional spool and the improved spool (supply pressure : $P_s=7$ MPa).

破線で示した従来のスプールの流体力の計算値は、(1)式を用いて算出したものであり、実測値の傾向と一致している。

5. LSV の総合特性

LSV の動特性を評価するために周波数応答とステップ応答を測定した。このとき、流体力を低減した改良スプールを使用し、供給圧力は 7 MPa とした。

図 8 は LSV の周波数応答である。同図は、スプールの変位 ± 0.125 mm (定格ストロークの $\pm 25\%$) の指令を与えた場合のスプールの応答を測定したものである。周波数 1~100 Hz の範囲で、ゲインは -0.9 dB となった。これは、比例制御系で構成されたサーボ系に、流体力が外乱として作用するためである(図 2 参照)。また、周波数 210 Hz に小さな共振が認められるが、この共振は、流体力(ばね要素)と可動部質量による固有振動が現れたものである。これらのことは、供給圧力を $P_s=0$ MPa として流体力が作用しない場合、周波数 1~100 Hz の範囲でのゲインの減少や、流体力をばね要素とする共振現象が認められないことで確認している。

更に、同図中に示したように 90° 位相遅れ周波数は 500 Hz、この周波数におけるゲインは -2.5 dB で高周・高応答であることを示している。

図 9 は LSV のステップ応答である。同図は 0.5 mm (定格ストローク) の変位指令を与えた場合のステップ応答で、スプールの変位、速度と励磁電流を測定したものである。スプールの速度は 0.6 ms で最高

図 8 LSV の周波数応答
(供給圧力 $P_s=7$ MPa、スプールの
変位指令 $x_c=\pm 0.125$ mm)

Fig. 8. Frequency response of the LSV (supply pressure : $P_s=7$ MPa, command : $x_c=\pm 0.125$ mm).

図 9 LSV のステップ応答
(供給圧力 $P_s=7$ MPa)

Fig. 9. Step response of the LSV
(supply pressure : $P_s=7$ MPa).

図 10 LSV の消費電力-駆動周波数特性
(供給圧力 $P_s=7$ MPa)

Fig. 10. Power consumption-driving
frequency characteristics of the LSV
(supply pressure : $P_s=7$ MPa).

速度 0.78 m/s に達し、最大加速度は $1,300$ m/s² で高速・高応答である。更に、変位の整定時間は 1.5 ms で、ダンピング特性も良好である。なお、変位の応答に定常偏差が認められるが、これは前述のように、流体力が推力の外乱としてサーボ系に作用するためである。

また、励磁電流は、 0.3 ms まで急峻に立ち上がっているが、以後、駆動電圧不足のため飽和傾向を示している。LDM の駆動電圧を大きくすれば、更に高速・高応答化が期待できよう。

更に、スプールの変位指令の正負によらず、スプール変位の整定時間は、 1.5 ms であり、図 5 に示した

表 2 LSV と従来のバルブの特性比較

Table 2. Comparison of the LSV and conventional valves.

項 目	LSV	ノズル フラップ型	リニア電磁 ソレノイド駆動
制御流量 (L/min)	40	1~400	5~60
直線性 (%)	2.1	3~10	—
ヒステリシス (%)	1	2~7	—
応答周波数 (Hz)	500	~300	5~30
ステップ応答 (ms)	1.5	2 以上	数十~数百
消費電力 (W)	中立点停止時	1 以下	230
	駆動時	210	140
		30	—

励磁電流の正負による静推力の非対称性は実用上問題がないことを確認している。

図 10 はスプールの変位指令をパラメータとする LSV の消費電力特性である。これは、供給圧力を 7 MPa とし、正弦波状のスプール変位指令を与えた場合の LDM の消費電力を測定したものである。駆動周波数が大きくなるに従って消費電力も増加し、変位指令 ± 0.5 mm (定格ストローク) で駆動周波数 200 Hz における消費電力は 210 W であった。また、バルブ中立点停止時 (スプールの変位指令 0 mm) の消費電力は 1 W 以下であった。

表 2 に LSV と従来のバルブの特性比較を示す⁽¹⁰⁾。同表に示したように、LSV の流量制御の直線性とヒステリシスは、それぞれ 2.1% と 1% であり、LSV はノズルフラップ型サーボバルブと同等もしくは優れている。また、LSV とノズルフラップ型サーボバルブの 90° 位相遅れ周波数はそれぞれ 500 Hz と 300 Hz で、LSV はノズルフラップ型サーボバルブと比べて応答周波数が 67% 向上した。

更に、バルブを駆動するために必要な消費電力は、LSV の場合、中立点停止時では 1 W 以下、駆動時 210 W である。ノズルフラップ型サーボバルブの場合、バルブ中立点停止時では 230 W、駆動時 140 W の電力が必要である。ノズルフラップ型サーボバルブの消費電力は、ノズルフラップ機構へ供給する圧力と流量の積、およびトルクモータの消費電力から算出した。ノズルフラップ型サーボバルブは、ノズルフラップ機構を用いてトルクモータの発生する小さなトルクを油圧により増幅し、スプールを駆動する。このため、この変換機構での油圧のエネルギーロスが大きい。特に、中立点停止時にノズルからの漏れ流量(圧力 14 MPa でノズルフラップ部からの漏れ流量約 1 L/min)が駆動時よりも多いため、消費電力が大きな

値となっている。なお、トルクモータの最大消費電力は 20 W 程度であり、電気的な消費電力は油圧の消費電力より少ない。

更に、ノズルフラップ機構への作動油は、油圧ユニット（油圧ポンプとこれを駆動する誘導電動機で構成）から供給される。油圧ポンプと誘導電動機の最大効率、両者とも一般的に 90% 程度⁽¹¹⁾⁽¹²⁾であるため、油圧ユニットの総合効率は 80% 以下である。従って、油圧ユニットを含む実質的なサーボバルブの消費電力は、表 2 に示した 1.25 倍以上の値となる。

板金機械における油圧バルブの駆動デューティが 50% 以下であることと、油圧ユニットを含むノズルフラップ型サーボバルブの実質的な消費電力を考慮すれば、LSV はノズルフラップ型サーボバルブに比べて 55% 以上の省エネ化を実現できる。

6. あとがき

本論文では、LDM を用いた直動型油圧サーボバルブ (LSV) の高速・高応答化について検討し、下記の事項を明らかにした。

(1) LSV の制御範囲 ± 0.5 mm において、LDM の静推力-変位特性は平坦で良好な推力分布となった。また、BIL 則による電流値に磁束分布の変化による力（磁気力）が重畳したため、静推力は励磁電流に比例しない特性となったが、LSV として実用上問題がないことがわかった。

(2) LDM の推力に対して外乱として作用する流体力の低減方法について検討した。2 種類のスプール、すなわち、流体力をバケットにより補償した改良スプールと、従来のスピールの流体力を測定した結果、改良スプールは従来のスプールに比べて流体力の最大値が 27% に低減した。

(3) LSV の 90° 位相遅れ周波数は 500 Hz となった。LSV は、従来のノズルフラップ型サーボバルブやリニア電磁ソレノイド駆動による流量制御弁に比べて応答周波数が 67% 以上向上した。また、バルブを駆動するために必要な電気と油圧を含めた消費電力について考察し、LSV は従来のサーボバルブと比較して 55% 以上の省エネ化ができることがわかった。

(平成 5 年 2 月 11 日受付)

文 献

- (1) 山沢・天野・桑野・松下：「最近の圧延機における油圧サーボ技術」油圧化設計, 20, No. 12, 85 (昭 57)
- (2) 寺門・中島・佐藤・中西・飯田：「ホットストリップミル用ダウンコイルの新技術」日立評論, No. 65, 13 (昭 58)
- (3) 辻田・井辻・藤原・渡部：「高応答直動形サーボ弁の開発」, 住

友重機械技報, 35, No. 104, 34 (昭 62)

- (4) 桑野：「直動形サーボ弁の開発と製鉄機械への適用」, 石川島播磨技報, 24, No. 4, 1 (昭 59)
- (5) 水野・内藤・安西・中村・北村・山田・脇若・二宮・関山：「リニア直流モータを用いた油圧サーボバルブ」, 電気学会リニアドライブ研資, LD-92-78, p. 111 (平 4)
- (6) 中田・川瀬・高林：「有限要素法によるボイスコイルモータの過渡磁界解析」, 電学論 B, 105, 65 (昭 60-5)
- (7) 正田編著：リニアドライブ技術とその応用, p. 14 (平 3) オーム社
- (8) R. von Mises, "Berechnung von Ausfluss- und Ueberfallzahlen," Z. Ver. deut. Ingr., 61, 494 (1917)
- (9) S. Y. Lee & J. F. Blackburn: "Contributions to Hydraulic Control, I Steady-State Axial Forces on Control-Valve Pistons," Trans. ASME, 74, 1005 (1952)
- (10) 油圧学会編：新版 油圧便覧, p. 327 (平元) オーム社
- (11) 油圧学会編：新版 油圧便覧, p. 211 (平元) オーム社
- (12) 電気学会：電気工学ハンドブック, pp. 724-726 (昭和 57)

水野 勉 (正員)

昭和 33 年 6 月生。58 年 3 月信州大学大学院工学研究科電気工学専攻修士課程修了。同年 4 月 (株) アマダ入社。同社技術研究所にて、リニアモータの工作機械、板金機械への応用に関する研究開発に従事。油圧学会会員。

脇若 弘之 (正員)

昭和 22 年 10 月生。49 年 3 月信州大学大学院修士課程修了。同年 (株) 小野測器入社。変位、加速度、応力などを測定するセンサの研究開発に従事。平成 3 年 2 月信州大学工学部助教授。工学博士。磁気を利用した機械量測定用センサ・アクチュエータの研究に従事。日本応用磁気学会、IEEE 会員。

山田 一 (正員)

昭和 8 年 4 月生。34 年東京工業大学大学院修士課程修了。同年信州大学工学部電気工学科助手、41 年同助教授、59 年同教授。工学博士。磁気回路解析を研究の中心に据えてリニアモータ、磁気センサと電磁型人工心臓の研究に従事。「日本国際賞」推薦委員、広島大学医学部教授 (併任)。日本応用磁気学会、日本人工臓器学会、IEEE などの会員。電気学会リニアドライブ技術委員長、日本工業技術振興協会リニアモータ技術研究部会長。