

リニアサーボモータの  
工作機械への応用に関する研究

信州大学 学位論文

1994 年 1 月

水野 勉

①

リニアサーボモータの  
工作機械への応用に関する研究

信州大学 学位論文

1994 年 1 月

水 野 勉

# 目次

## 記号表

第1章 序論	1
1.1 リニアサーボモータとその現状	1
1.2 リニアサーボモータの工作機械への適応の問題点	6
1.2.1 工作機械からみたりニアサーボモータの必要性	6
(1) 工作機械の定義	6
(2) 工作機械における高速化と高精度化の要求	6
(3) 工作機械で用いられているサーボ機構	9
1.2.2 具体的問題点の抽出	10
1.3 本研究の目的と概要	12
第1章の参考文献	14
第2章 リニアモータのサーボ化	16
2.1 はじめに	16
2.2 LPMのサーボ化	16
2.2.1 LPMの静推力	16
(1) LPMの構造	16
(2) LPMのサーボ制御回路	20
(3) 静推力の表現式	21
(4) 静推力特性	24
2.2.2 LPMの位置センサ	26
(1) LPMの位置センサの分類と特徴	26
(2) つづら折れ位置センサ	28
2.2.3 LPM形サーボモータの動特性の改善	33
(1) LPMの磁気特性	33
(2) サーボアンプの特性	35
(3) 位相補償による動特性の改善	36
2.3 永久磁石形LSMのサーボ化	38
2.3.1 永久磁石形LSMの構造と動作原理	39
(1) 永久磁石形LSMの構造	39
(2) 永久磁石形LSMのサーボ制御回路	41

2.3.2	静推力の表現式	42
(1)	パーミアンス法による静推力の表現式	42
(2)	有限要素法による静推力の表現式	44
2.3.3	静推力特性	49
(1)	速度起電力特性	51
(2)	静推力特性	53
2.4	LDMのサーボ化	55
2.4.1	LDMを用いた油圧サーボバルブ	55
(1)	LSVの構造	55
(2)	LSVのサーボ制御回路	58
2.4.2	LDMの静推力特性	60
2.4.3	LDMに作用する流体力の低減	63
2.4.4	LSVの総合特性	65
(1)	LSVの動特性	65
(2)	LSVと従来のバルブの比較	68
2.5	まとめ	70
	第2章の参考文献	72
第3章	工作機械におけるリニアモータの支持機構	75
3.1	はじめに	75
3.2	リニアモータの支持機構の分類と特徴	76
3.2.1	支持機構への要求	76
3.2.2	支持機構の分類と特徴	77
3.3	LSM形サーボモータにおける直線軸受の軸受特性	80
3.3.1	直線軸受に作用する荷重と定格寿命	80
3.3.2	LSM形サーボモータの垂直力特性	83
(1)	平均静推力と垂直力の解析	83
(2)	垂直力特性	83
3.3.3	直線軸受に作用する荷重と走行実験	87
(1)	直線軸受に作用する変動荷重	87
(2)	直線軸受の走行実験	89
3.4	研削盤における支持機構が研削特性に与える影響	91
3.4.1	研削盤に用いたLPMの構造と制御回路	91
(1)	LPMを装着した研削盤	91
(2)	LPMの構造と支持機構	93
(3)	LPMの制御回路	96

3.4.2	静推力特性	97
3.4.3	研削特性	97
(1)	研削条件と研削面の評価方法	97
(2)	支持機構が表面うねりに与える影響	99
(3)	LPMの速度変動と研削特性	102
(4)	研削面のうねりと軸受剛性	104
3.5	まとめ	106
	第3章の参考文献	107
<b>第4章</b>	<b>リニアサーボモータの工作機械への応用</b>	<b>110</b>
4.1	はじめに	110
4.2	曲げ加工機の方法位置決め装置への応用	110
4.2.1	リニアモータ形方法位置決め装置の目的	110
4.2.2	方法位置決め装置の構造	111
(1)	曲げ加工の概要	111
(2)	リニアモータ形方法位置決め装置の構造	112
4.2.3	方法位置決め装置としての特性	115
(1)	静推力特性	115
(2)	加速特性	116
(3)	位置決め精度	118
(4)	方法を突き当てたときの応答	119
4.2.4	得られた効果	120
4.3	曲げ加工機のラム駆動への応用	121
4.3.1	リニアモータ形油圧サーボバルブの目的と必要性	121
4.3.2	LSVを用いた曲げ加工機の構造	122
4.3.3	LSVを用いた曲げ加工機の特性	126
(1)	位置決め精度と剛性	126
(2)	曲げ加工特性	128
4.3.4	得られた効果	129
4.4	プレス搬送装置への応用	130
4.4.1	リニアモータ形搬送装置の目的と必要性	130
4.4.2	リニアモータ形搬送装置の動作	131
4.4.3	プレス搬送装置としての特性	133
(1)	タクトタイム特性	133
(2)	位置決め精度	134

4.4.4 得られた効果	135
4.5 まとめ	135
第4章の参考文献	137
<b>第5章 結 論</b>	<b>139</b>
5.1 要約	139
5.2 今後の展望	143
謝辞	145
発表論文	146

# 記号表

記号	意味 [単位]
$a$	歯幅 [m]
$a_g$	重力加速度 9.8 [m/s <sup>2</sup> ]
$a_z$	軸受に作用する加速度 [m/s <sup>2</sup> ]
$A$	磁路の断面積 [m <sup>2</sup> ]
$A_1, A_2$	コイル $U_1, \bar{U}_1$ の平均ベクトルポテンシャル [Wb/m]
$b$	溝幅 [m]
$B$	磁束密度 [T]
$C$	軸受の基本動定格荷重 [N]
$C_0$	軸受の基本静定格荷重 [N]
$d$	溝の深さ, スロット深さ [m]
$d_b$	直線軸受のボールの直径, 円筒ころ軸受のころの直径 [m]
$e_c, e_s$	センサの出力電圧 [V]
$E_0$	誘導起電力 [V]
$f$	周波数 [Hz]
$f_c$	接触係数
$f_w$	荷重係数
$F$	荷重 [N]
$F_a$	軸受に作用する変動荷重 [N]
$F_a, F_b$	a, b相の一相励磁における静推力 [N]
$F_A, F_B$	A, Bポートに流れる作動油による流体力 [N]
$F_d$	ディテント力 [N]
$F_{dn}$	ディテント力の第 $n$ 次成分 [N]
$F_f$	流体力 [N]
$F_m$	永久磁石の起磁力 [A]
$F_{max}$	静推力の最大値 [N]
$F_{min}$	静推力の最小値 [N]
$F_u$	発生推力 [N]
$F_{ux}, F_{vx}, F_{wx}$	U, V, W相の一相励磁における静推力 [N]
$F_w$	自重 [N]

$F_x$	静推力 [N]
$\overline{F_x}$	平均静推力 [N]
$F_z$	垂直力 [N]
$g$	ギャップの長さ [m]
$G$	ゲイン [A/V], [dB]
$h$	磁石端部の高さ [m]
$H$	磁石の厚さ [m]
$I$	励磁電流 [A]
$I_0$	直流の励磁電流 [A]
$I_a, I_b$	a相, b相の励磁電流 [A]
$I_m$	最大励磁電流 [A]
$I_u, I_v, I_w$	U, V, W相の励磁電流 [A]
$K$	比例係数 [V/Ω]
$K_f$	推力定数 [N/A]
$K_w$	巻線係数
$K_{wn}$	第 $n$ 次高調波成分の巻線係数
$l$	電機子鉄心の長さ [m]
$L$	電機子鉄心の積層厚さ [m]
$L_b$	軸受の定格寿命 [m]
$L_s$	ストローク [m]
$m$	相数 [相]
$m$	質量 [kg]
$m_m$	可動子の質量 [kg]
$m_L$	積載質量 [kg]
$N$	一相当りのコイルの巻数 [回/相]
$N_s$	さぐりコイルの巻数 [回]
$N_s$	スロット数 [個]
$P$	極数 [極]
$P$	パワースペクトラム [dB]
$P$	消費電力 [W]
$P_0$	パーミアンスの変化の平均値 [H]
$P_1 \sim P_4$	極 1 ~ 極 4 のギャップ部のパーミアンス [H]
$P_m$	軸受ブロック 1 個当りに作用する荷重 [N]
$P_m$	最大使用圧力 [Pa]



$P_s$	供給圧力 [Pa]
$\Delta P$	パーミアンスの変化の振幅 [H]
$\Delta P$	弁圧差 [Pa]
$Q$	流量 [L/min]
$Q_r$	定格流量 [L/min]
$R$	抵抗 [ $\Omega$ ]
$R_a$	中心線平均粗さ [m]
$R_{max}$	最大高さ [m]
$R_g$	ギャップの磁気抵抗 [ $H^{-1}$ ]
$R_m$	永久磁石の内部磁気抵抗 [ $H^{-1}$ ]
$s$	スロット開口幅 [m]
$t$	時間 [s]
$t_a$	加速時間 [s]
$t_c$	サイクルタイム [s]
$v$	速度 [m/s]
$v_m$	最高速度 [m/s]
$\Delta v$	速度変動 [m/s]
$V$	駆動電圧 [V]
$V_a$	a相の速度起電力 [V]
$V_i$	励磁電流の指令電圧 [V]
$V_u, V_v, V_w$	U, V, W相の速度起電力 [V]
$W$	磁石幅 [m]
$W_{CM}$	ろ波最大うねり [m]
$W_a$	a相の磁気随伴エネルギー [J]
$W_u$	U相の磁気随伴エネルギー [J]
$W_t$	磁石テーパ長さ [m]
$x$	変位 [m]
$x_c$	変位指令 [m]
$Z$	インピーダンス [ $\Omega$ ]
$Z_0$	インピーダンスの変化の平均値 [ $\Omega$ ]
$\Delta Z$	インピーダンスの変化の振幅 [ $\Omega$ ]
$\varepsilon$	位置検出誤差 [m]
$\varepsilon$	位置決め精度 [m]
$\varepsilon$	真直度 [m]

$\theta$	位相 [°]
$\theta$	スキュ角 [°]
$\theta$	作動油の噴出角 [°]
$\theta$	曲げ角度 [°]
$\rho$	作動油の密度 [kg/m <sup>3</sup> ]
$\tau$	磁極ピッチ [m]
$\tau_s$	スロットピッチ [m]
$\phi$	位相進み角 [°]
$\phi$	速度に比例した位相進み角 [° s/m]
$\Phi$	磁束 [Wb]
$\Phi_1 \sim \Phi_4$	極 1 ~ 極 4 に流れる磁束 [Wb]
$\Phi_{1a}, \Phi_{2a}$	極 1, 極 2 に流れる励磁電流 $I_a$ による磁束 [Wb]
$\Phi_{3b}, \Phi_{4b}$	極 3, 極 4 に流れる励磁電流 $I_b$ による磁束 [Wb]
$\Phi_{1m} \sim \Phi_{4m}$	極 1 ~ 極 4 に流れる永久磁石による磁束 [Wb]
$\Phi_{a0}, \Phi_{b0}$	励磁電流 $I_a, I_b$ による磁束の平均値 [Wb]
$\Delta \Phi_a, \Delta \Phi_b$	励磁電流 $I_a, I_b$ による磁束の振幅 [Wb]
$\Phi_m$	永久磁石による磁束 [Wb]
$\Phi_{m0}$	永久磁石による磁束の平均値 [Wb]
$\Delta \Phi_m$	永久磁石による磁束の振幅 [Wb]
$\Phi_n$	鎖交磁束の第 $n$ 次成分 [Wb]
$\Psi_a$	a 相の鎖交磁束数 [Wb]
$\Psi_u, \Psi_v, \Psi_w$	U, V, W 相の鎖交磁束数 [Wb]

# 第1章 序 論

## 1.1 リニアサーボモータとその現状

リニアモータは、開発の初期段階では開ループで利用されることが多く、そのコストパフォーマンスの良さから多用されてきた。しかし、リニアモータにフィードバックをほどこしたリニアサーボモータは、より高性能が得られることから次第に利用されるようになってきた。

リニアパルスモータ (Linear Pulse Motor, LPM) をサーボ制御する先駆は1974年、B. A. Sawyerによって登録された特許<sup>1)</sup> に見ることができる。これは、「ソーヤの原理」として知られている特許登録<sup>2)</sup> から6年後のことである。この特許では、自動製図機に用いるLPMの可動子に加速度センサを搭載し、フィードバックされた加速度信号を積分することで速度信号を得ている。そして、この速度信号と速度指令を比較することで、LPMの加減速による過渡状態が最小になるように制御し高精度な作画を行なうものである。

また、リニア直流モータ (Linear DC Motor, LDM) をサーボ制御する事例は1960年代にすでに見られるが<sup>3)</sup>、研究が活発に行なわれるようになったのは1970年代後半から80年代前半にかけてである。この時期にハードディスク用として単極形LDMの応用研究が活発に進められた<sup>4)</sup>。

更に、1980年代後半になって著者や荻田らによりリニア同期モータ (Linear Synchronous Motor, LSM) をサーボモータとして応用する事例や、リニア誘導モータ (Linear Induction Motor) をベクトル制御して応用する研究がなされた。これは、FA機器などの高速・高精度化の要求の高まりと、制御・センサなどの周辺技術の発展によるところが大きい。

図1.1は、リニアサーボモータの分類である。リニアサーボモータの分類は、動作原理、形状、電源の種類などの見方によっていくつもの切り口がある。同図は、電気学会のリニア電磁駆動システム調査専門委員会において分類されたりニアモータの分類<sup>5)</sup> を参考にしたりニアサーボモータの分類を行なったものである。

図1.1に示したようにリニアサーボモータは、交流 (AC) と直流 (DC)、複合形に大別される。更に、交流形には、誘導形と同期形があり、同期形はLPM形サーボモータとLSM形サーボモータに細分化される。直流形には、単極形と多極形がある。同図中に示した分類では、同期モータを「一次側の電機子と二次側の界磁磁極との相互作用により、移動

磁界の移動速度に同期して可動子（一次側または二次側）が移動するモータ」として定義した。従って、LPMを原形とするLPM形サーボモータや、従来、ブラシレスLDM（ブラシと整流子を電子回路に置換したLDM）と呼称されてきたものも同期モータとして分類した。

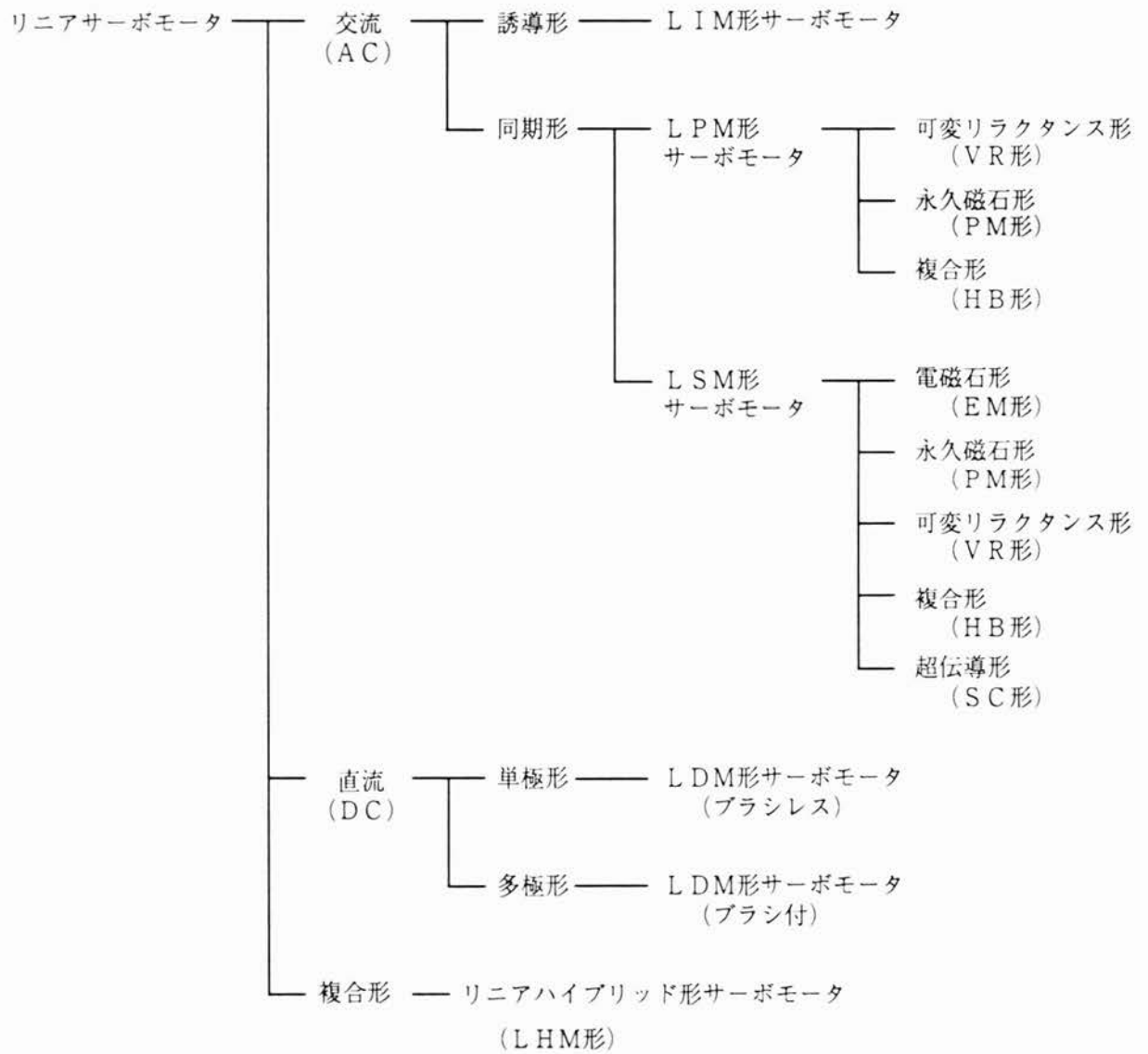


図 1.1 リニアサーボモータの分類

表1.1はリニアサーボモータの特徴である。LIM形サーボモータは、高速駆動が可能、長ストローク可能、大推力可能であるなどの長所がある。しかし、サーボ性能が他のリニアサーボモータと比較して劣り、発熱が大きいなどの短所がある。ドリルマシン<sup>6)</sup>、超精密位置決め装置<sup>7)</sup>、ワークローディング用ロボット<sup>8)</sup>などの応用例がある。

LPM形サーボモータは、接線応力が他のリニアサーボモータと比較して大きいことが特徴で駆動システムの小型化が可能である。また、二次側の磁極歯を位置検出用スケールとしてダイレクトセンシングが可能である。一般的にLPM形サーボモータの励磁巻線は集中巻が用いられるため、巻線のインダクタンスが大きくなる。更に、磁極ピッチは数mm程度であるから、高速駆動するためには大きな電源容量が必要となり、高速駆動は困難である。LPM形サーボモータの最高速度は2 m/s程度である。応用例として、著者が開発した材料位置決め装置<sup>9)</sup>、金型みがき装置<sup>10)</sup>、イメージスキャナ<sup>11)</sup>などがある。

LSM形サーボモータは高速駆動が可能、長ストローク可能などの長所がある。しかし、固定子に永久磁石を配置する構造において、長ストロークの場合では磁石の使用量が増えコストアップの要因となる。著者が研究開発したプレス搬送装置<sup>12)</sup>、半導体製造装置<sup>13)</sup>、ロボット<sup>14)</sup>、ロボット走行装置<sup>15)</sup>、リニアフォーク<sup>16)</sup>などの応用例がある。

LDM形サーボモータはサーボ性能が優れている。特に単極形でコイル可動形は推力/質量比が大きく高速高応答である。しかし、単極形では長ストロークは困難である。ブラシ付きの多極形では長ストロークが可能であるが、ブラシの保守やクリーン性に欠けるなどの短所がある。単極形では、著者が開発した油圧サーボバルブ<sup>17)</sup>への応用や、半導体製造装置<sup>18)</sup>、OA機器の記録装置<sup>19)</sup>などへの応用例がある。また、多極形では三次元測定器やX-Yテーブルへの応用例<sup>20)</sup>がある。

図1.2はリニアサーボモータのシステム構成である<sup>21)</sup>。リニアサーボモータのシステムの構成はハードウェア的要素とソフトウェア的要素に大別される。ハードウェア的要素として、上位コントローラ、システムコントローラ、サーボコントローラ、電源、ドライバ、センサなどがある。リニアサーボモータの加速度や速度、変位などはサーボコントローラにフィードバックされ、リニアモータの持つ性能が最大限に発揮できるように構成される。また、リニアモータの特徴の一つである非接触によるダイレクトドライブを実現するために、磁気浮上などの浮上系の制御も兼ね合わせたシステムも開発されている。

一方、ソフトウェア要素としてリニアサーボモータの応用の目的に応じて、位置決め制御ソフトウェアなどが搭載される。

表 1.1 リニアサーボモータの特徴

リニアサーボモータの形式		長 所	短 所	応 用 例
LIM形 サーボモータ		<ul style="list-style-type: none"> <li>・二次側の構造がシンプル</li> <li>・高速駆動が可能</li> <li>・長ストローク可能</li> <li>・大推力可能</li> <li>・保守性良好</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>・サーボ性能が劣る</li> <li>・位置決め時の発熱が大きい</li> <li>・ダイナミックブレーキ困難</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>・ドリルマシン<sup>6)</sup></li> <li>・超精密位置決め装置<sup>7)</sup></li> <li>・ワークローディング用ロボット<sup>8)</sup></li> </ul>
LPM形 サーボモータ		<ul style="list-style-type: none"> <li>・接線応力が他のリニアサーボモータと比較して大きい</li> <li>・小型化可能</li> <li>・二次側の磁極歯を位置検出用スケールとして利用可能</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>・巻線が集中巻の場合、巻線のインダクタンスが大きく、インバータ容量が大きくなる</li> <li>・高速駆動は困難</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>・材料位置決め装置<sup>9)</sup></li> <li>・金型みがき装置<sup>10)</sup></li> <li>・イメージスキャナ<sup>11)</sup></li> </ul>
LSM形 サーボモータ		<ul style="list-style-type: none"> <li>・高速駆動可能</li> <li>・長ストローク可能</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>・固定子に永久磁石を配置する構造では永久磁石の使用量増加(コストアップ)</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>・プレス搬送装置<sup>12)</sup></li> <li>・半導体製造装置<sup>13)</sup></li> <li>・ロボット<sup>14)</sup></li> <li>・ロボット走行装置<sup>15)</sup></li> <li>・リニアフォーク<sup>16)</sup></li> </ul>
LDM形 サーボモータ	単極形 (ブラシレス)	<ul style="list-style-type: none"> <li>・サーボ性能良好(高速・高応答)</li> <li>・推力/質量比が大きい</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>・長ストローク困難</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>・油圧サーボバルブ<sup>17)</sup></li> <li>・半導体製造装置<sup>18)</sup></li> <li>・OA機器の記憶装置<sup>19)</sup></li> </ul>
	多極形 (ブラシ付)	<ul style="list-style-type: none"> <li>・サーボ性能良好</li> <li>・長ストローク可能</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>・ブラシの保守が必要</li> <li>・発塵のためクリーン性に欠ける</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>・三次元測定器<sup>20)</sup></li> <li>・X-Yテーブル</li> </ul>

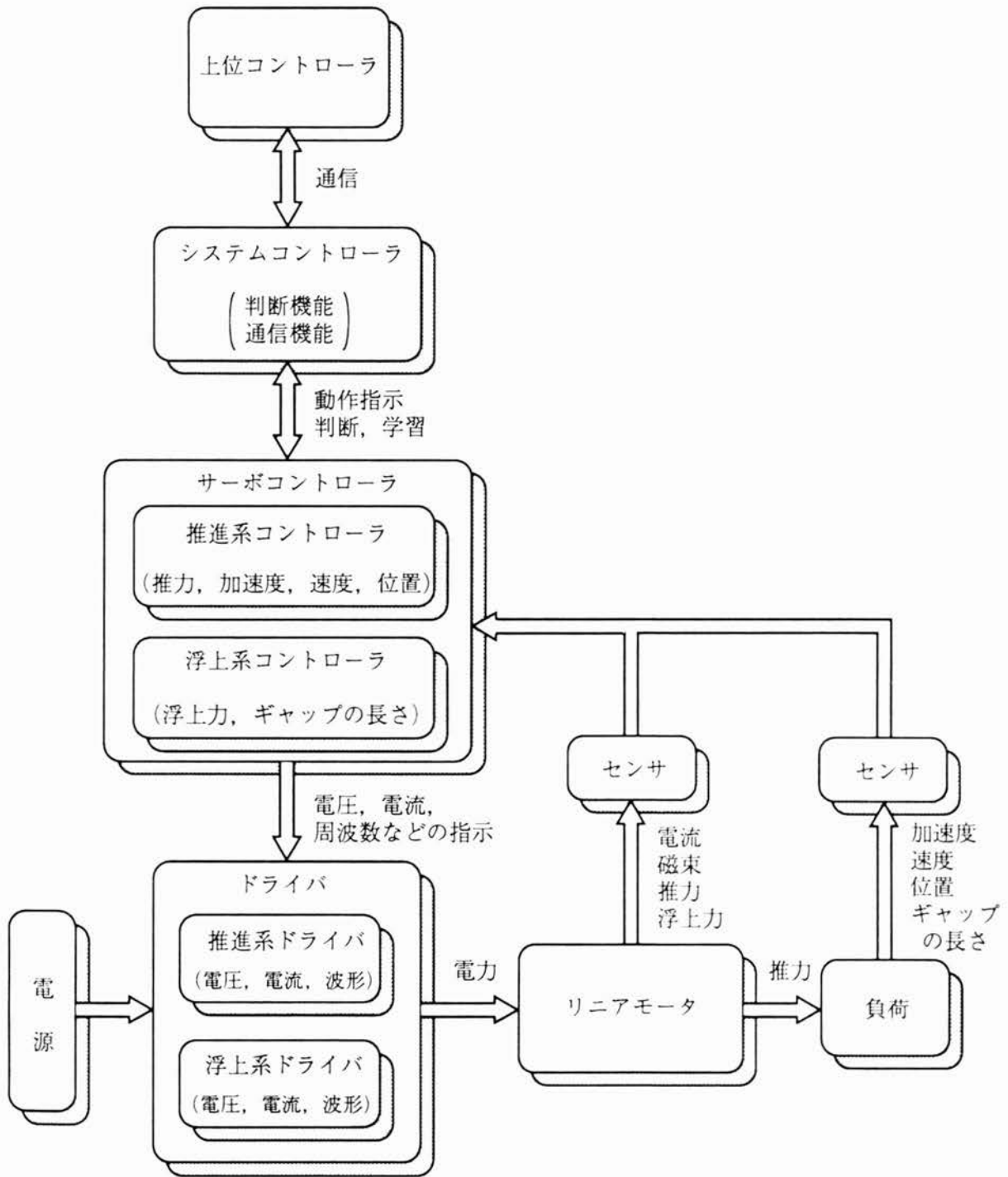


図 1.2 リニアサーボモータのシステム構成

なお本論文では、図1.2に示したようにリニアモータをサーボモータとして構成することを「リニアモータのサーボ化」と呼ぶことにする。

## 1.2 リニアサーボモータの工作機械への適応の問題点

### 1.2.1 工作機械からみたリニアサーボモータの必要性

#### (1) 工作機械の定義

日本工業規格によれば、工作機械は「通常、狭義に解釈し、主として金属の工作物を切削、研削等によって不要部を取り除き、所要の形状に作り上げる機械」<sup>2.2)</sup>と定義されている。一方、日本機械学会では「広義の工作機械は塑性加工用機械と除去加工用機械を含むが、狭義の工作機械は主に金属加工物の不要部分を切削、研削、その他の方法によって除去して、所要の寸法形状に作り上げる機械」<sup>2.3)</sup>と定義されている。また、日本標準商品分類(行政管理庁)では、圧延機、製管機、引抜機などを金属1次加工機械、プレス、鍛造機、せん断機などを金属2次加工機械、そして旋盤、フライス盤、ボール盤などを金属工作機械とし、これらを総称して金属加工機械としている<sup>2.4)</sup>。

このように一口に工作機械といってもさまざまな見解があるが、本論文では広義の意味で工作機械を「金属の工作物を所要の形状に作り上げる機械」として取り扱うことにする。

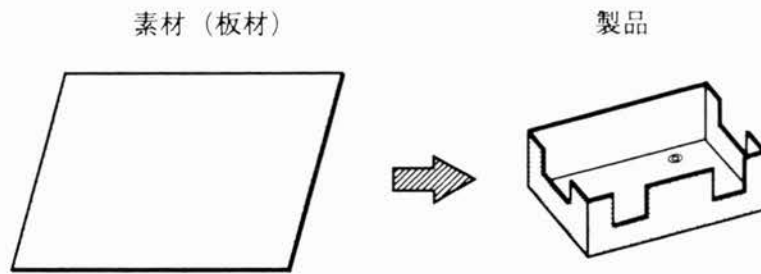
#### (2) 工作機械における高速化と高精度化の要求

本論文は、主に金属の板材を加工する板金機械とプレス機械におけるリニアサーボモータの応用について述べている。

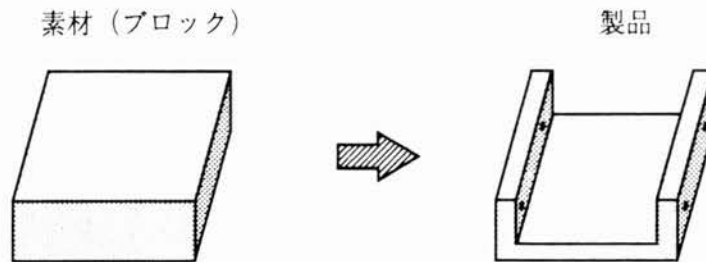
板金加工と切削加工における素材と製品を比較すると図1.3のようになる。同図(a)は板金加工における素材と製品例であり、同図(b)は切削加工における素材と製品例である。板金加工では、平坦な板材から三次元形状を作り上げる加工であり、素材の歩留りは良いが、切削加工と比較して加工精度は劣る。切削加工では、ブロック状の素材から不要な部分を切りくずとして捨てざる加工方法で高精度な加工寸法を得ることができる。

図1.4は板金加工における加工プロセスと加工製品例である<sup>2.5)</sup>。素材(板材)は、せん断/切断、成形・タッピングを経て曲げ加工が行なわれる。その後工程として結合・組立、仕上げ、塗装がなされ製品となる。実際には切断だけで終わるものもあるし、塗装工程を経ないものも多い。板材は成形、曲げ加工されることで三次元形状となる。板金加工ではこれらの加工工程毎に専用の加工機が用いられている。曲げ加工では、一つの金型で複数の





(a) 板金加工



(b) 切削加工

図 1.3 板金加工と切削加工における素材と製品の比較

曲げ加工ができるようになっており、製品内で曲げ寸法が変わる毎の金型交換は必要ない。このため、板金加工は汎用性に富む加工方法であるが、加工精度が低いため高精度化が要求されている。

金属の板材を加工する方法として板金加工とプレス加工がある。図 1.5 は板金加工とプレス加工の比較である<sup>26)</sup>。同図の上部の少種多量生産分野はプレス加工が得意とし、下部の多種少量生産分野は板金加工が得意とする。プレス加工は、製品毎に専用の金型を有する加工方法で、もともと金型への転写加工であるから加工精度や生産性も高い。また板金加工は汎用性を持たせた加工方法であるためプレス加工と比較して加工精度や生産性が低い。

同図中に示したように、プレス加工で用いられる金型もダイセットを標準化した簡易金型や、段取り時間の削減などにより中量から少量までの広い範囲で使用されるようになってきた。更に、プレス加工においても生産性の向上のために加工タクトタイムの減少も要求されている。これに対して、板金加工は生産性の向上と加工精度の向上が必要とされている。

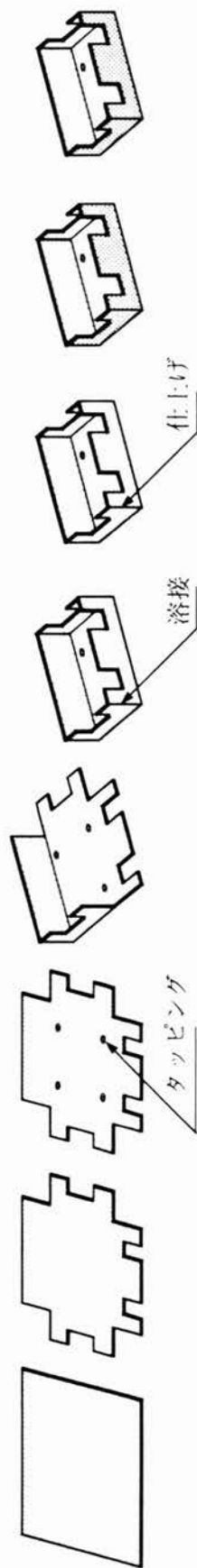
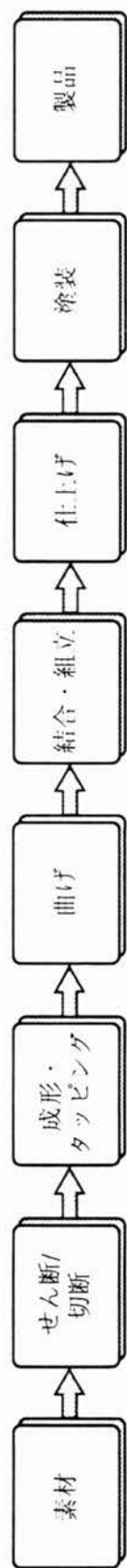


図1.4 板金加工における加工プロセスと加工製品例

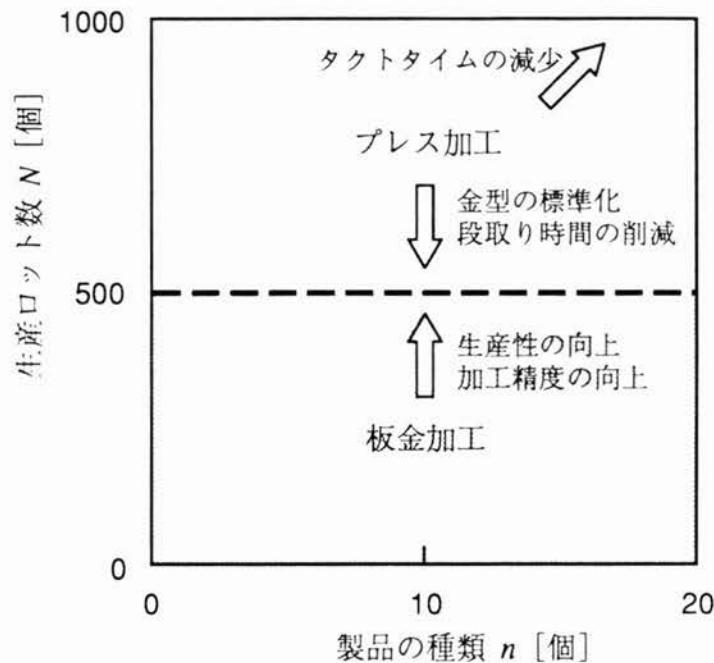


図 1.5 板金加工とプレス加工の比較

### (3) 工作機械で用いられているサーボ機構

図 1.6 は工作機械で用いられている各種サーボ機構の特性比較である<sup>27) .28) .29)</sup>。同図に示すように油圧サーボ機構の方が回転形サーボモータと比較して出力、応答周波数ともに優れている。数十年前まで工作機械の軸送りに油圧サーボ機構が用いられていたが、油圧システムの油もれ、メンテナンス性の悪さや、回転形サーボモータの高性能化などの理由から回転形サーボモータとボールねじの組み合わせに置き換えられた。また、空気サーボ機構はサーボ特性が劣るため工作機械にはあまり使用されていない。

これらの軸送りの電動機化に対して、工作機械の加工軸には油圧サーボ機構が多用されている。この最大の理由は、油圧のエネルギー密度が大きく装置の小型化や力制御が容易であるためである。従って、リニアサーボモータの持つ高速・高応答性と油圧サーボ機構の利点を結合した直動型油圧サーボバルブにより、工作機械の高速化と高精度化が期待できる。

また、駆動系に用いられるボールねじの発熱、限界速度などの理由から、切削加工機械の軸送りにリニアサーボモータの応用が検討されつつある<sup>30) .31)</sup>。アルミニウムなどの軽切削であってもリニアモータに必要とされる推力は 5,000 N 以上と大きい。このような応用に対しては、リニアサーボモータの大推力化が必要である。接線応力が 10 N/cm<sup>2</sup> 程度

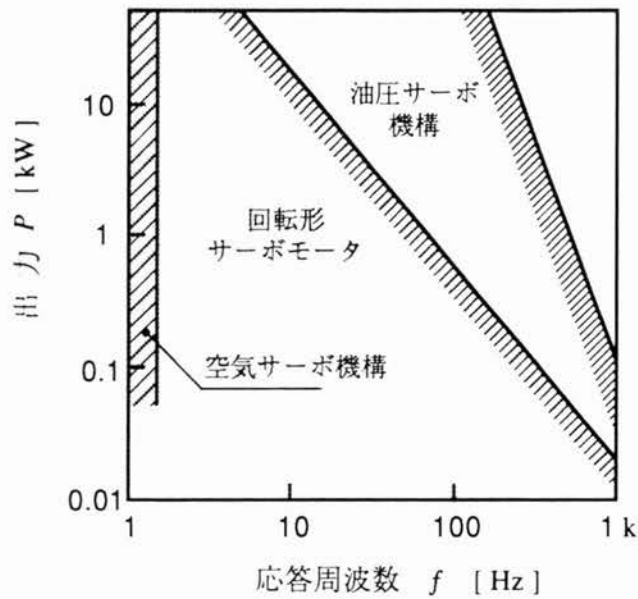


図 1.6 各種サーボ機構の特性比較

のリニアモータが開発<sup>3.2), 3.3)</sup>されており切削加工などの軸送り用としてリニアサーボモータが期待できる。

本論文は、高速・高応答を有するリニアサーボモータを研究し、工作機械に適応した場合の評価を行ない、従来のサーボ機構との比較を行なっている。

### 1.2.2 具体的問題点の抽出

1.2.1項で述べたように、工作機械の高速・高精度化要求に対してリニアサーボモータの採用は有効な手段となる。しかし、単に直線運動をリニアサーボモータに置換する発想だけでは工作機械への適応は困難であり、ダイレクトドライブの優位性を発揮できるシステムを構築しなければならない<sup>3.4)</sup>。工作機械にリニアサーボモータを応用する場合に解決しなければならない問題点を整理すると以下のようなになる。

- 1) リニアモータは、従来、開ループ制御で用いられることが多かった。このため開ループ制御での特性解析が研究の中心であり、サーボモータとしての磁気回路設計手法が確立したとは言いがたい。

- 2) リニアサーボモータに組み込まれるセンサの種類や設置方法は工作機械の工作精度を決定づける一要因であるため検討が必要である。そして、リニアサーボモータをより高速・高精度で制御するためにはダイレクトセンシングが望ましい。LPM形サーボモータでは二次側の磁極歯をスケールとしてダイレクトセンシングが可能である。これに用いるセンサの方式とその特徴を整理することも必要である。
- 3) 工作機械では機械加工時に発生する反力が駆動系に作用する。ボールねじと回転形サーボモータを用いた回転/直線運動変換機構では衝撃力をボールねじが受けもっている。リニアサーボモータは運動変換機構を持たないため、機械加工時の反力が直接リニアサーボモータの推力に外乱として作用する。このような外乱が作用する場合のリニアサーボモータの制御設計手法が確立していない。
- 4) 工作機械の工作精度は駆動系の支持案内精度に大きく影響される。回転形サーボモータとボールねじを用いた従来の駆動システムでは、回転モータが直線支持案内機構に与える悪影響は少ない。しかしリニアサーボモータの垂直力は、支持機構に直接作用する。このためリニアサーボモータの垂直力と支持機構が工作精度にあたる影響を明確にする必要がある。

更に、工作機械は長期間の耐久性が要求される。支持機構にはリニアサーボモータの垂直力が直接作用し、かつ支持機構は高速駆動されるため、高速駆動時における支持機構の振る舞いや耐久性に関する検討が必要である。このような観点からリニアサーボモータに用いる支持機構の選定方法や支持機構の配置方法について整理する必要がある。
- 5) 工作機械の加工軸には油圧サーボ機構が多用されている。リニアサーボモータを油圧サーボバルブに用いることで、高速・高精度の油圧サーボ機構を構築することができる。また、これによりリニアサーボモータで制御できるパワーが増加する。このようにリニアサーボモータを「パワーの増幅器」として捕えることも重要な課題である。
- 6) 切削加工などの軸送りにリニアサーボモータを応用するためには、リニアサーボモータの大推力化が必要である。

### 1.3 本研究の目的と概要

開ループ制御で用いられるリニアモータの解析技術・設計技術はほぼ確立しつつある<sup>35)</sup>。しかし、閉ループで制御されるリニアサーボモータの設計手法は確立したとは言いがたい。特に、リニアサーボモータの工作機械への応用は初期的段階にあり、リニアサーボモータの磁気回路設計技術やセンサ技術、サーボ制御技術、支持機構などの観点から総合した問題点の整理を行ない、その方向付けを行なう必要がある。

本研究の目的は、工作機械にリニアサーボモータを応用するにあたり解決すべき問題点を明確にすることである。そしてその対処方法を研究するとともに、リニアサーボモータを工作機械に適用した場合の評価を行なうことである。

本論文の構成は以下のようになっている。

第2章では、サーボ性能に優れるLPM形サーボモータ、LSM形サーボモータ、LDM形サーボモータのサーボ制御方式を提示し、サーボ化した場合の推力の表現式を導出する。

LPM形サーボモータでは、LPMのサーボ化手法、サーボ化した場合の推力特性について考察する。次に、LPM形サーボモータの二次側をスケールとするダイレクトセンシングの方式を整理し、新たに考案したつづら折れセンサの特性について評価する。更に、LPMを高速運転するために開発した励磁電流の位相進み制御の手法とその効果について検討し、本手法が有効な手段であることを示す。

LSM形サーボモータでは、まず、パーミアンス法および有限要素法によって、永久磁石形LSMの静推力の表現式を導出する。次に、有限要素法を用いて永久磁石形状が静推力の基本波および高調波成分に与える影響について検討する。更に、上記の検討結果に基づいてLSM形サーボモータの試作を行い、静推力の実測値と計算値を比較し、解析の妥当性を確認する。

LDM形サーボモータでは、油圧サーボバルブへの適用について述べ、LDM形サーボモータの構成方法と油圧サーボバルブとしての特性を明らかにする。そして、本研究によって開発した油圧サーボバルブは、従来のノズルフラップ型サーボバルブやリニア電磁比例ソレノイドを用いた流量制御弁と比較して応答周波数や消費電力の点で優れていることを示す。

3章では、まず、リニアモータに用いる支持機構の分類と特徴を整理し、リニアモータの支持機構として用いる場合の留意点について述べる。次に、LSM形サーボモータの支持機構に用いたボール循環式直線軸受に作用する垂直力と変動荷重を明らかにした後、直線軸受

の走行実験から軸受の寿命について考察する。更に、平面研削盤に用いたLPMの支持機構が研削特性に与える影響について検討し、リニアモータの特性と支持機構が工作機械の加工精度に与える影響について考察する。

4章では、3章までに述べたリニアサーボモータと支持機構を工作機械に応用した事例を示し、リニアサーボモータの特徴である高速性と高精度位置決め性能を活かすことで工作機械の高精度化と生産性の向上が実現できることを示す。まず、曲げ加工機の材料位置決め装置にLPM形サーボモータを応用した場合の位置決め装置としての特性を明らかにする。次に、LDM形サーボモータを用いた油圧サーボバルブを曲げ加工機のラム駆動に応用し、曲げ加工の高精度化が実現できることを確認する。更に、LSM形サーボモータを用いた搬送装置の実験結果から、LSM形サーボモータをプレス機の搬送装置に導入した場合、プレス加工の生産性の向上が可能であることを示す。

本論文のまとめとして5章では、本研究によって得られた結論の要約と今後の展望について述べた。

## 第1章の参考文献

- 1) B. A. Sawyer, United States Patent No. 3,836,835 (1974)
- 2) B. A. Sawyer, United States Patent No. 3,376,578 (1968)
- 3) 山田一：産業用リニアモータ，工業調査会，pp. 35-38 (1981)
- 4) 若林則昭・渡辺利彦：OA情報機器関連への応用システム，昭和62年電気学会全国大会シンポジウム，S11-9 (1987)
- 5) 電気学会リニア電磁駆動システム調査専門委員会：リニア電磁駆動システムの現状と応用技術，電気学会技術報告（II部）第314号，pp. 5-8 (1989)
- 6) F. R. Götz: Schell und genau positionieren, Industrie-Anzeiger, No. 44, pp. 26-28 (1990)
- 7) W. E. Barkman: A linear-induction-motor slide drive, Proc., Jt., Autom. Control Conf. (U.S.A.), No. 2, pp. 289-298 (1978)
- 8) 平野廣・川村正美・島田宗明・樋口峰夫・関口久由：機械加工用ワークローディングロボットRV-K10形，三菱電機技報，Vol. 65, No. 12, pp. 69-75 (1991)
- 9) 水野勉・山田一・山本栄・和多田雅哉・張玉琛：リニアパルスモータの動特性の改善と板金曲げ加工機の定寸装置への応用，電気学会論文誌D, Vol. 108, No. 10, pp. 903-910 (1988)
- 10) 山口義治・鈴木保：ダイレクトドライブ・アクチュエータ，Robot, No. 74, pp. 68-75 (1990)
- 11) 小野寺博美・吉田修一・若林則章・村田和行・杉崎泰司・福本照道・鈴木康正：リニアサーボモータ，National Technical Report, Vol. 30, No. 6, pp. 18-30 (1984)
- 12) 水野勉：リニアモータによる板金機械システムへの適用，自動化技術，Vol. 23, No. 7, pp. 53-56 (1991)
- 13) 山田一・山本栄・脇若弘之：リニアアクチュエータとその応用機器の開発動向，自動化技術，Vol. 16, No. 6, pp. 125-128 (1984)
- 14) 木本軍生・片山茂・井上純徳・山崎慶次：汎用組立ロボットの開発，昭和56年度精機学会春期大会学術講演会論文集，pp. 723-725 (1981)
- 15) 荻田充二・田中滋・新谷勉・大石哲男・九徳千三：リニアACサーボシステム，神鋼電機技報，Vol. 33, No. 3, pp. 35-41 (1988)
- 16) 牧野俊昭・平川治生・寺田勝之・金沢宏至・宮下邦夫：高速型リニアフォーク駆動機構の検討，システム制御情報学会論文誌，Vol. 5, No. 5, pp. 183-190 (1992)
- 17) 水野勉・山田一・脇若弘之：リニア直流モータを用いた高応答油圧サーボバルブ，電気学会論文誌D, Vol. 113-D, No. 8, pp. 1002-1008 (1993)
- 18) 山田一 編著：リニアモータ応用ハンドブック，工業調査会，pp. 170-172 (1986)



- 1 9) 二瓶秀樹・山本睦・長坂長彦・渡辺利彦：リニアドライブ用計測・制御の動向  
(5) O A 機器応用における動向, 電気学会リニアドライブ研究会資料, LD-93-43, pp. 41-50 (1993)
- 2 0) 深江秀和：精密リニアモータとその応用機器, 自動化技術, Vol. 18, No. 1, pp. 85-88 (1986)
- 2 1) 正田英介・海老原大樹・細田義門：リニアドライブシステムの開発動向 総論,  
昭和 6 2 年電気学会全国大会シンポジウム, S.11-1, pp. 1-4 (1987)
- 2 2) 日本規格協会, 工作機械の名称に関する用語, JIS B0105-1977
- 2 3) 日本機械学会 編：機械工学便覧 B 2 加工学・加工機械, 丸善, p. B2-162 (1992)
- 2 4) 通産省機械情報産業局産業機械課・情報処理振興課・電子機器課・電気機器課・  
自動車課 監修：機械情報産業総覧, 通産資料調査会, pp. 30-31 (1984)
- 2 5) 遠藤順一：板金加工の FMC・FMS 化, プレス技術, Vol. 30, No. 4, pp. 24-28  
(1992)
- 2 6) アマダ板金加工研究会：精密板金加工の生い立ちと将来, プレス技術, Vol. 31,  
No. 6, pp. 2-6 (1993)
- 2 7) 綿貫啓一：「モデル別にみるサーボ機構の構成」, 機械設計, Vol. 37, No. 8, pp.  
11-19 (1993)
- 2 8) 岡田養二・長坂長彦：サーボアクチュエータとその制御, コロナ社, p. 10 (1985)
- 2 9) R. H. Maskrey, W. J. Thayer : A brief history of electrohydraulic servomechanisms, Trans-  
actions of the ASME, Vol. 100, pp. 110-116 (1978)
- 3 0) 松村正三・赤尾光恭・沢田一位・田淵宣行：「リニアモータを用いたエンドミル  
切削加工テーブルの設計」, 電気学会マグネティックス・リニアドライブ合同研  
究会資料, MAG-91-49, LD-91-23, pp. 65-74 (1991)
- 3 1) 日本機械学会編：工作機械の最先端技術, 工業調査会, pp. 123-138 (1988)
- 3 2) 長坂長彦：電磁アクチュエータの分類とその性能評価, 電気学会論文誌 D, Vol.  
107-D, No. 1, pp. 42-49 (1987)
- 3 3) 中川洋・前田豊・荻田充二：高力密度型磁路構成を採用したリニアモータの開  
発, 電気学会リニアドライブ研究会資料, LD-93-46, pp. 9-18 (1993)
- 3 4) 荻田充二：産業用ドライブシステムへのリニアモータの適応性に関する研究, 東  
京大学 学位論文 (1992)
- 3 5) 電気学会リニアモータ解析手法調査専門委員会：リニアモータ解析技術の現状と  
将来動向, 電気学会技術報告 (II部) 第 4 4 0 号 (1992)

## 第2章 リニアモータのサーボ化

### 2.1 はじめに

工作機械にリニアモータを応用した場合、リニアモータの推力に外乱として機械加工時の反力や衝撃力が作用する。この点がOA機器など推力の外乱が極めて少ない場合と本質的に異なる。更に、生産性の向上や労働時間の短縮が強く望まれる中で、工作機械の高速化・タクトタイムの減少を実現させるためには、リニアモータの持つ性能を最大限に利用する必要がある。

これらの要求を満足するためには、リニアモータのサーボ化が必要となる。即ち、リニアモータをサーボ化することで、外乱に強くなる、急加減速や高速駆動が可能、モータの停止時の消費電力の削減、など大きな効果が期待できる。

本章では、リニアモータの中でサーボ性能が優れるLPM、永久磁石形LSM、LDMのサーボ化手法について述べ、その特性について評価する。

### 2.2 LPMのサーボ化

LPMは、他のリニアモータと比較して接線応力が大きい<sup>1)</sup>ため、装置の小型・軽量化などが可能である。このため、OA機器<sup>2),3)</sup>や簡易位置決め装置<sup>4)</sup>に応用されているが、一般的に開ループ制御で用いられる場合が多い。

本節では、まず、研究対象にしたLPMの構造について述べ、LPMのサーボ化手法、サーボ化した場合の推力特性について考察する。次に、LPMの二次側の磁極歯をダイレクトセンシングする位置センサの構成方法とその特性について述べる。更に、LPM形サーボモータを高速運転するために開発した励磁電流の位相進み制御の手法とその効果について検討する。

#### 2.2.1 LPMの静推力

##### (1) LPMの構造

本研究に用いたハイブリッド形二相四極LPMの構造を図2.1に示す<sup>5),6)</sup>。鉄心a, bをスペーサ(非磁性材)で挟んで左右に配置し、その上部の二枚の永久磁石とヨークにより磁気回路を構成している。鉄心a, bは電気角で90度ずれており、それぞれ電気角で

180度ずれた二つの極を持っている。各極には、励磁コイルが巻かれている。同図中に永久磁石による磁束の磁路を破線で、励磁電流による磁束の磁路を一点鎖線で示した。

表2.1にハイブリッド形二相四極LPMの機械的仕様を、表2.2に電磁的仕様を示した。磁極ピッチは1.6mm、ギャップの長さは0.1mmである。また、一次側材質は電磁鋼板（積層）で、二次側材質はけい素鉄（塊状）である。一般に二次側材質も電磁鋼板（積層）とすれば、うず電流による磁束の減少によって生ずる動推力の低下は軽減されることが考えられるが、以下に述べる理由により、けい素鉄（塊状）を用いた。

- 1) 図2.1に示したように、永久磁石による磁束の磁路と励磁電流による磁束の磁路が直交し、積層構造を採用するのが困難である。
- 2) 加工・組立および垂直力の変動によって発生する騒音の観点から二次側が塊状構造のほうが有利である。

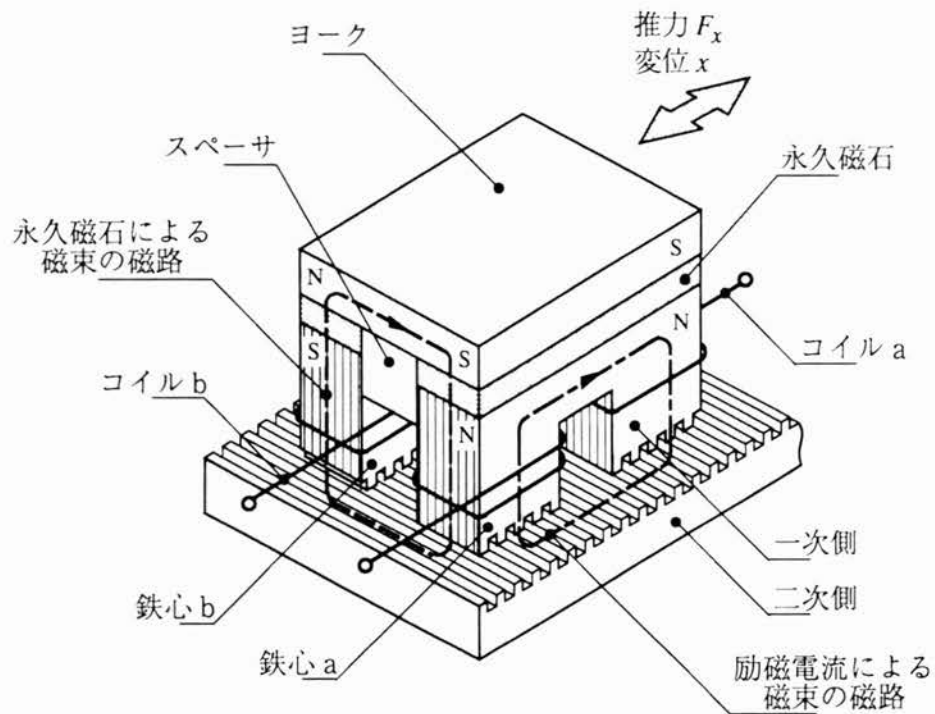


図2.1 ハイブリッド形二相四極LPMの構造

表 2.1 ハイブリッド形二相四極 LPM の機械的仕様

項目		記号	数値
一次側 (可動子)	歯数	$n$	41 /極
	ピッチ	$\tau$	1.6 mm
	歯幅	$a$	0.67 mm
	溝幅	$b$	0.93 mm
	溝の深さ	$d$	0.8 mm
二次側 (固定子)	ピッチ	$\tau$	1.6 mm
	歯幅	$a$	0.67 mm
	溝幅	$b$	0.93 mm
	溝の深さ	$d$	0.8 mm
ストローク		$L_s$	800 mm
ギャップの長さ		$g$	0.1 mm
材質	一次側 二次側 永久磁石	電磁鋼鉄 (積層) ケイ素鉄 (塊状) 希土類磁石	

表 2.2 ハイブリッド形二相四極 LPM の電磁的仕様

項目	記号	数値
相数	$m$	2 相
極数	$P$	4 極
コイル巻数	$N$	100 回/相
巻線抵抗	$R$	0.35 $\Omega$ /相
駆動電圧	$V$	130 V
最大励磁電流	$I_m$	8 A

図2.2にLPM形サーボモータの外観を示す。可動子の前方に、2.2.2項で述べるつづら折れセンサが装着されており、磁極位置信号と分解能12.5 $\mu\text{m}$ の位置信号を得ることができる。また、二次側の凹凸の溝は樹脂で充填されており、可動子に取付けられたスクレーパ（同図には図示していない）の作用によりゴミや鉄粉のギャップ部への進入を防いでいる。

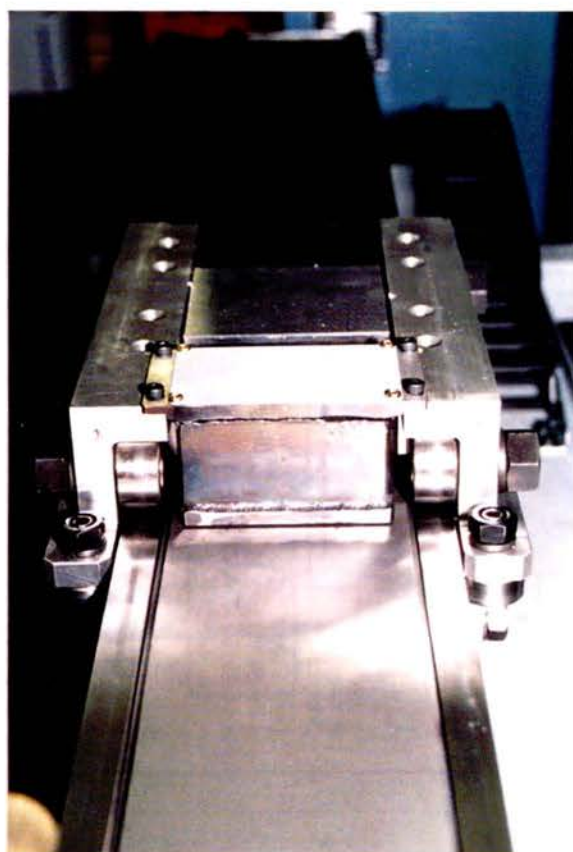


図2.2 LPM形サーボモータの外観

## (2) LPMのサーボ制御回路

LPMは、回転形パルスモータと同様に開ループ制御が可能である。このため、駆動回路がシンプルであり、またパルス入力のためコントロールシステムの構成も容易である。反面、急加減速、高速駆動時に脱調現象を生じやすい。マイクロステップ駆動によって位置分解能を小さくできるが、停止精度がディテント力および磁極歯の加工精度などによるため問題点が多い<sup>7)</sup>。更に4章で述べる工作機械の位置決め装置にみられるような突き当て動作が伴う曲げ加工においては、LPMに衝撃力が加わるので開ループ制御だけの対応には限界がある。

これに対してLPMをサーボ制御すれば、外乱に強く高速で優れた加速特性と共に高精度位置決めが可能となる。

図2.3に、LPMのサーボ制御回路ブロックを示す。この制御系は位置サーボアンプ、速度サーボアンプ、LPM、位置センサより構成されている。なお、位置センサは2.2.2項で述べるLPMの二次側の磁極歯を利用して位置検出を行なうつづら折れセンサを用いた。

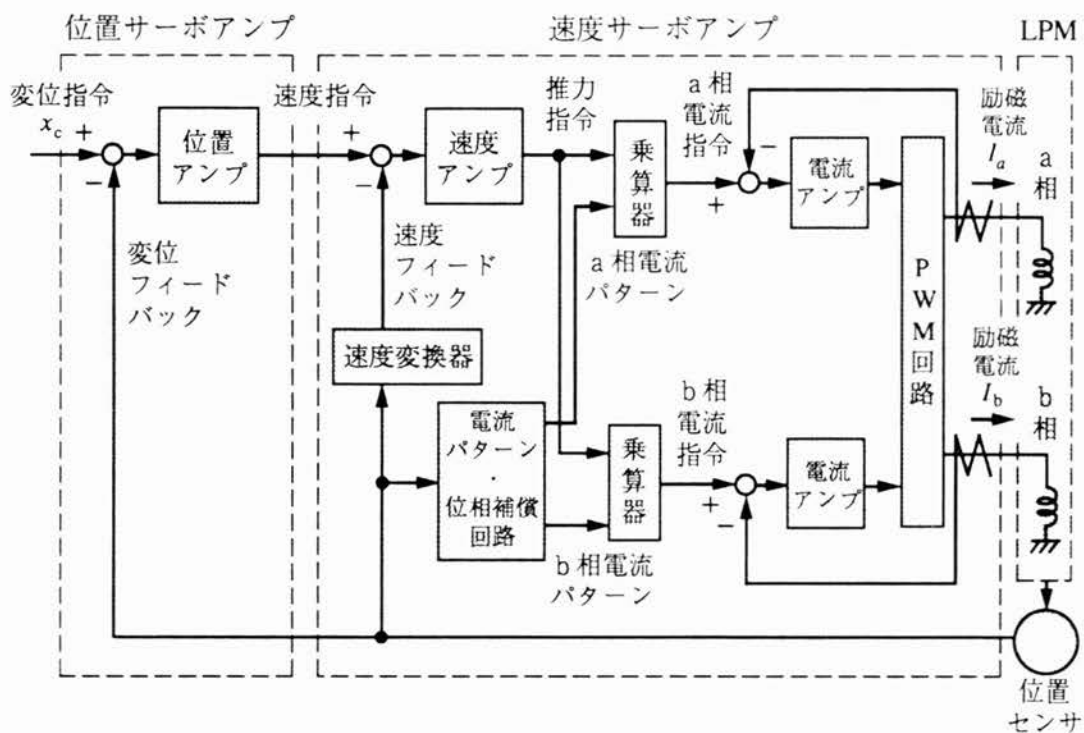


図2.3 LPMのサーボ制御回路ブロック

速度サーボアンプの主な構成要素は、速度アンプ、速度変換器、電流パターン・位相補償回路、乗算器、電流アンプ、PWM回路である。

また2.2.3項で述べるように、電流パターン・位相補償回路では、磁束の遅れを補償するために可動子の速度に従って磁極位置信号の位相を進めている。

### (3) 静推力の表現式

鉄心部の磁気抵抗がギャップ部の磁気抵抗と比較して小さいとして無視すれば、LPMの磁気等価回路は図2.4のようになる<sup>8),9)</sup>。同図において、 $N I_a$ と $N I_b$ は、それぞれaとb相コイルの起磁力、 $F_m$ は永久磁石の動作点での起磁力である。また、 $P_1 \sim P_4$ は、極1～4のギャップ部のパーミアンスである。

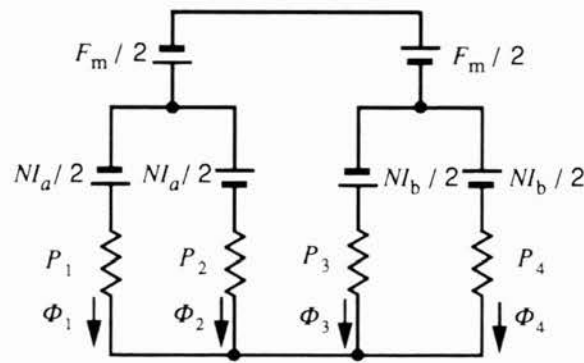


図2.4 LPMの磁気等価回路

ギャップ部のパーミアンスは、変位 ( $x$ ) に対して正弦波状に変化するものと仮定すると下式のようになる。

$$P_1 = P_0 + \Delta P \cos \frac{2\pi}{\tau} x \quad [\text{H}] \text{-----} (2.1a)$$

$$P_2 = P_0 + \Delta P \cos \frac{2\pi}{\tau} \left( x - \frac{\tau}{2} \right) \quad [\text{H}] \text{-----} (2.1b)$$

$$P_3 = P_0 + \Delta P \cos \frac{2\pi}{\tau} \left( x - \frac{\tau}{4} \right) \quad [\text{H}] \text{-----} (2.1c)$$

$$P_4 = P_0 + \Delta P \cos \frac{2\pi}{\tau} \left( x - \frac{3}{4} \tau \right) \quad [\text{H}] \text{-----} (2.1d)$$

ここに、 $P_0$ : パーミアンスの変化の平均値[H],  $\Delta P$ : パーミアンスの変化の振幅[H],  $\tau$ : 磁極ピッチ[m],  $x$ : 変位[m]

次に、極1～4に流れる磁束 $\Phi_1 \sim \Phi_4$ は、各極とも上から下向きを正方向にとると下式で示される。

$$\Phi_1 = \Phi_{1m} + \Phi_{1a} \quad [\text{Wb}] \text{-----} (2.2a)$$

$$\Phi_2 = \Phi_{2m} + \Phi_{2a} \quad [\text{Wb}] \text{-----} (2.2b)$$

$$\Phi_3 = \Phi_{3m} + \Phi_{3b} \quad [\text{Wb}] \text{-----} (2.2c)$$

$$\Phi_4 = \Phi_{4m} + \Phi_{4b} \quad [\text{Wb}] \text{-----} (2.2d)$$

ここに、 $\Phi_{1m} \sim \Phi_{4m}$ ：極1～極4に流れる永久磁石による磁束[Wb]、 $\Phi_{1a}$ 、 $\Phi_{2a}$ ：極1，2に流れる励磁電流 $I_a$ による磁束[Wb]、 $\Phi_{3b}$ 、 $\Phi_{4b}$ ：極3，4に流れる励磁電流 $I_b$ による磁束[Wb]

また、図2.4に示したLPMの磁気等価回路と式(2.1)に示したギャップ部のパーミアンスから極1～極4に流れる永久磁石による磁束 $\Phi_{1m} \sim \Phi_{4m}$ は下式となる。

$$\Phi_{1m} = \Phi_{m0} + \Delta\Phi_m \cos \frac{2\pi}{\tau} x \quad [\text{Wb}] \text{-----} (2.3a)$$

$$\Phi_{2m} = \Phi_{m0} - \Delta\Phi_m \cos \frac{2\pi}{\tau} x \quad [\text{Wb}] \text{-----} (2.3b)$$

$$\Phi_{3m} = -\Phi_{m0} - \Delta\Phi_m \cos \frac{2\pi}{\tau} \left( x - \frac{\tau}{4} \right) \quad [\text{Wb}] \text{-----} (2.3c)$$

$$\Phi_{4m} = -\Phi_{m0} + \Delta\Phi_m \cos \frac{2\pi}{\tau} \left( x - \frac{\tau}{4} \right) \quad [\text{Wb}] \text{-----} (2.3d)$$

ここに、 $\Phi_{m0}$ ：永久磁石による磁束の平均値[Wb]、 $\Delta\Phi_m$ ：永久磁石による磁束の振幅[Wb]

更に、励磁電流 $I_a$ 、 $I_b$ による $\Phi_{1a} \sim \Phi_{4b}$ は次式となる。

$$\Phi_{1a} = \Phi_{a0} + \Delta\Phi_a \cos \frac{4\pi}{\tau} x \quad [\text{Wb}] \text{-----} (2.4a)$$

$$\Phi_{2a} = -\Phi_{a0} - \Delta\Phi_a \cos \frac{4\pi}{\tau} x \quad [\text{Wb}] \text{-----} (2.4b)$$

$$\Phi_{3b} = \Phi_{b0} + \Delta\Phi_b \cos \frac{4\pi}{\tau} \left( x - \frac{\tau}{4} \right) \quad [\text{Wb}] \text{-----} (2.4c)$$

$$\Phi_{4b} = -\Phi_{b0} - \Delta\Phi_b \cos \frac{4\pi}{\tau} \left( x - \frac{\tau}{4} \right) \quad [\text{Wb}] \text{-----} (2.4d)$$

ここに、 $\Phi_{a0}$ 、 $\Phi_{b0}$ ：励磁電流 $I_a$ 、 $I_b$ による磁束の平均値[Wb]、 $\Delta\Phi_a$ 、 $\Delta\Phi_b$ ：励磁電流 $I_a$ 、 $I_b$ による磁束の振幅[Wb]



鉄心  $a$  の磁気随伴エネルギー<sup>10)</sup>  $W_a$  は、鎖交磁束数を  $\psi_a$  として、下式のようになる。

$$\begin{aligned}
 W_a &= \int_0^{I_a} \psi_a dI_a \\
 &= \frac{N}{2} \int_0^{I_a} \Phi_1 dI_a - \frac{N}{2} \int_0^{I_a} \Phi_2 dI_a \quad [\text{J}] \text{-----} (2.5)
 \end{aligned}$$

ここに、 $N$ : コイル巻数 [回/相]

一相励磁における  $a$  相の静推力  $F_a$  は、磁気随伴エネルギーを変位で微分することで求められ、次式のようになる。

$$\begin{aligned}
 F_a &= dW_a/dx \\
 &= -\frac{2\pi N}{\tau} I_a \left( \Delta\Phi_m \sin \frac{2\pi}{\tau} x + \Delta\Phi_a \sin \frac{4\pi}{\tau} x \right) \quad [\text{N}] \text{-----} (2.6)
 \end{aligned}$$

永久磁石による磁束の振幅  $\Delta\Phi_m$  が励磁電流  $I_a$  による磁束  $\Delta\Phi_a$  よりも十分に大きい場合、上式は次のように表される。

$$F_a = -\frac{2\pi N \Delta\Phi_m}{\tau} I_a \sin \frac{2\pi}{\tau} x \quad [\text{N}] \text{-----} (2.7)$$

ここで、推力定数  $K_f$  を下式のように定義すると、

$$K_f = \frac{2\pi N \Delta\Phi_m}{\tau} \quad [\text{N/A}] \text{-----} (2.8)$$

一相励磁における  $a$  相、 $b$  相の静推力は次のようになる。

$$F_a = -K_f I_a \sin \frac{2\pi}{\tau} x \quad [\text{N}] \text{-----} (2.9a)$$

$$F_b = -K_f I_b \cos \frac{2\pi}{\tau} x \quad [\text{N}] \text{-----} (2.9b)$$

更に、図 2.3 のサーボ制御回路ブロックに示したように位置センサにより可動子の磁極位置を検出し、次式に示す励磁電流を流し、

$$I_a = -I \sin \frac{2\pi}{\tau} x \quad [\text{A}] \text{-----} (2.10a)$$

$$I_b = -I \cos \frac{2\pi}{\tau} x \quad [\text{A}] \text{-----} (2.10b)$$

LPM をサーボ化した場合の静推力  $F_x$  は、下式となる。

$$F_x = K_f I \quad [\text{N}] \text{-----} (2.11)$$

前式は推力リップがなく、また推力が励磁電流に比例しているため、サーボモータに適していることを示している。しかし実際には、ギャップ部のパーミアンスの高調波成分の存在および歯部の磁気飽和などの磁氣的要因、加工および組立精度などの機械的要因によってディテント力、推力リップが生ずる。更に、摩擦力などの非線形要素も加わるが、図 2.3 に示したようにサーボ系を構成し、十分なフィードバックゲインを与えることで高精度位置決めが可能である<sup>6)</sup>。

#### (4) 静推力特性

一相励磁における静推力－励磁電流特性を図 2.5 に示す。同図は、変位  $x = \tau/4$  における特性で、実測値は励磁電流 4 A 程度から静推力に飽和傾向が認められ、8 A で 260 N を示している。また同図中で、破線で示した静推力の計算値は、式 (2.7) により求めたもので、推力が飽和しない 4 A 以下で実測値と一致している。

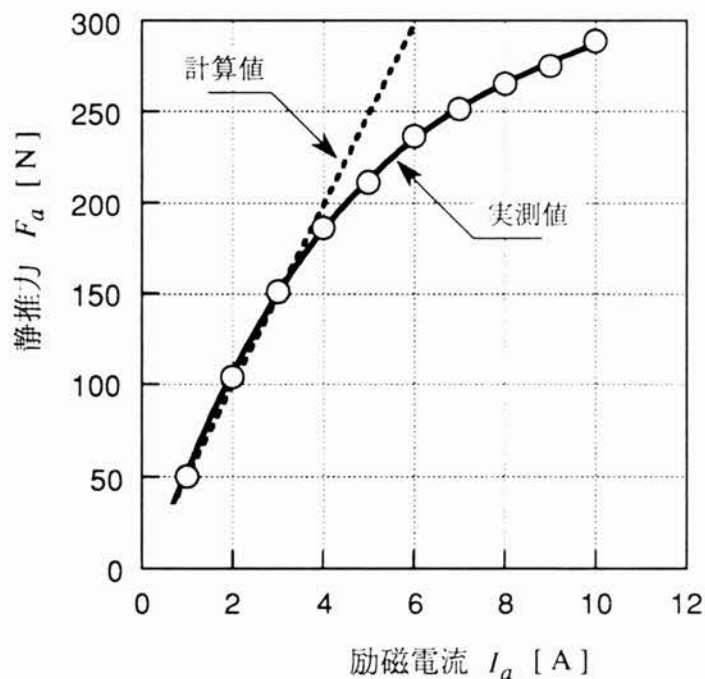


図 2.5 LPMの一相励磁における静推力－励磁電流特性  
(変位  $x = \tau/4$ )

図2.6は、LPMをサーボ化した場合の静推力-変位特性である。同図において励磁電流  $I = 0$  Aの推力は、ディテント力であり、ほぼ平坦な特性となった。しかし、電流を流すことで静推力はピッチ  $\tau$  の1/4倍の周期で脈動するようになった。これは、ギャップ部のパーミアンスの高調波成分の存在および歯部の磁気飽和などの磁氣的要因，加工および組立精度などの機械的要因によるものである。更に，同図中に破線で示した計算値は，励磁電流 3.2 Aにおける静推力を式(2.11)を用いて求めたものであり，実測値とほぼ一致している。

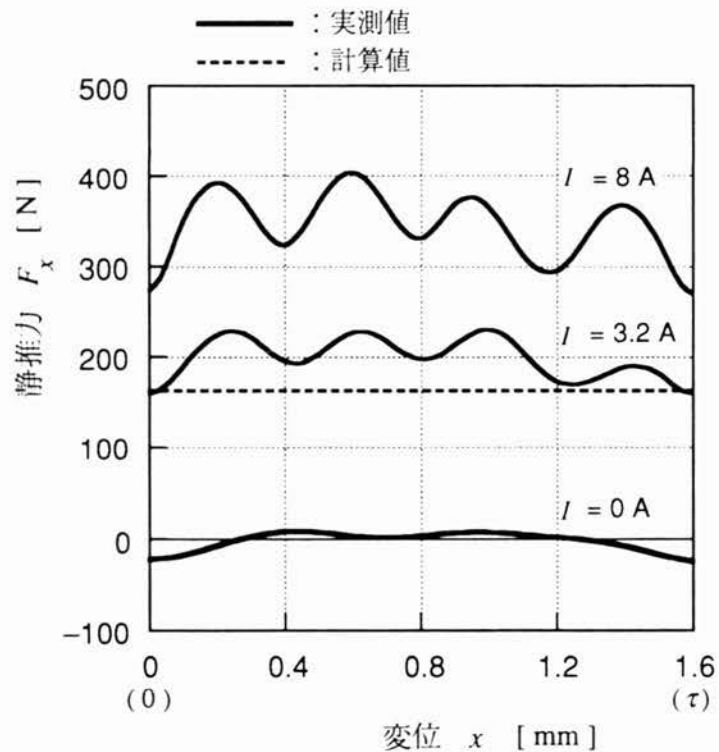


図2.6 LPMをサーボ化した場合の静推力-変位特性

## 2.2.2 LPMの位置センサ

### (1) LPMの位置センサの分類と特徴

LPMをサーボ化するためには、LPMの磁極位置とLPMの変位を検出する必要がある。LPMの場合、他のリニアモータと異なり、固定子である二次側にはピッチャで磁極歯が形成されており、この磁極歯をスケールとして可動子の位置を検出することができる。この方法は、以下の利点がある。

- 1) LPMとリニアセンサが一体化されるので、機械部品が少なくでき、機械的ガタなどがなく、かつ小型化できる。
- 2) LPMとリニアセンサの熱膨張による測定誤差は原理的に生じない。
- 3) LPMのサーボ化に必要な磁極信号を直接検出することができる。
- 4) LPMの外部に他のセンサを設けた場合、アッペの原理に代表される誤差が生ずるが、磁極歯を検出する方式ではこの誤差が少ない。

LPMの可動子位置を検出するセンサまたは方法として提案されているものは、つづら折れコイル、光センサ、ホール素子、誘導コイル、MR素子、インダクタあるいはPM形とハイブリッド形LPMにおける励磁コイルに誘起される誘導起電力を用いる方法などがある<sup>11)~21)</sup>。また、励磁コイルのインピーダンス変化から検出する方法も考えられる。

表2.3は、これらのセンサと検出方法の比較である。つづら折れコイルを用いる方法<sup>11)~13)</sup>は、固定子の磁極歯と対面した位置につづら折れコイルを配置し、コイルのインダクタンスの変化を利用する方式である。つづら折れコイルの励磁周波数は数MHzであるので、高応答などの利点がある。

光センサを用いる方法<sup>14),15)</sup>は、発光ダイオードと受光ダイオードを用いて、磁極歯からの反射光の変化を利用する方法である。このため、外乱光の影響や極歯の反射状態の安定性が必要である。工作機械の設置環境がゴミや金属粉、油などが浮遊する悪環境であるため十分な防塵対策が必要となる。

MR素子を用いる方法<sup>14)</sup>は、永久磁石でバイアス磁界を与え、MR素子の抵抗変化を利用する方法である。この方法は、バイアス磁界の安定性が必要である。

リニアレゾルバによる方式<sup>17)~19)</sup>は、コアとコイルを用いて、コイルのインダクタンス変化を利用するものである。コイルの励磁周波数は数kHz程度あるため、高速応答は困難である。

更に、逆起電力を用いる方法<sup>20),21)</sup>は、LPM以外の機械要素が不要であるなどの利点がある。しかし、LPMの停止位置の検出は困難で、停止状態からサーボ特性を要求される場合は使用することができない。

表 2.3 LPMの磁極歯を用いるセンサと検出方法の比較

方式 項目	つづら折れ コイル	光センサ	MR素子	リニア レゾルバ	逆起電力法
基本構成 と 測定原理	コイル  インダクタンス 変化	ホトリフレクタ  反射光の変化	MR素子と 永久磁石  抵抗変化	コアとコイル  インダクタンス 変化	励磁コイル  逆起電力 変化
特徴	構成がシンプル 極歯の加工精度 の平均化処理	構成がシンプル	構成がシンプル  低消費電力	可動子と 同一構造の 一部を利用	LPM以外の 機械要素不要
問題点	つづら折れ コイルの 小型化	極歯の反射状態 の安定性必要  ゴミに弱い	バイアス磁界 の安定性必要  磁粉等の誤差 要因  LPMの漏れ 磁束の影響	高速応答困難	V R形では不可  低速での検出 困難  停止位置検出 不可
最終出力	デジタル (位相変調方式)	デジタル (位相変調方式)	デジタル (位相変調方式)	デジタル (位相変調方式)	アナログ
内挿分割	~128	~128	~128	~4000	4
応答速度 [m/s]	3	3	3	1.8	
小型軽量	△	○	○	△	◎

◎：最適 ○：良好 △：劣る

## (2) つづら折れ位置センサ

図2.7につづら折れコイルのパターンとLPMの固定子との関係を示した。同図に示したように、4つの銅箔パターンからできたコイルA、B、C、Dがスルーホールのセラミック基板上にエッチングでクロスして配置され、LPM固定子の磁極歯に面している。セラミック基板の上面にはヨークが接着されており、全体でセンサコイルユニットを構成している。コイルピッチは、LPMの磁極ピッチと同一となっている。

コイルA、Bは、 $\tau/2$ の間隔にクロスして配置されている。また、コイルBとCの間隔は $3\tau/4$ である。

リニアレゾルバとつづら折れコイルによる方法は、コアの有無、巻線とプリントパターンなどの点で異なっている。リニアレゾルバの励振周波数が数kHz程度であるのに対して、つづら折れコイルによる方法では、励振周波数を数MHzにでき、高速応答が期待できる。また、コイル本数だけ磁極歯の平均測定ができるので、磁極の加工むらなどの影響を低減できる。更に、機械的に少ない部品で構成できるので小型軽量化を図ることができるなどの特徴がある。

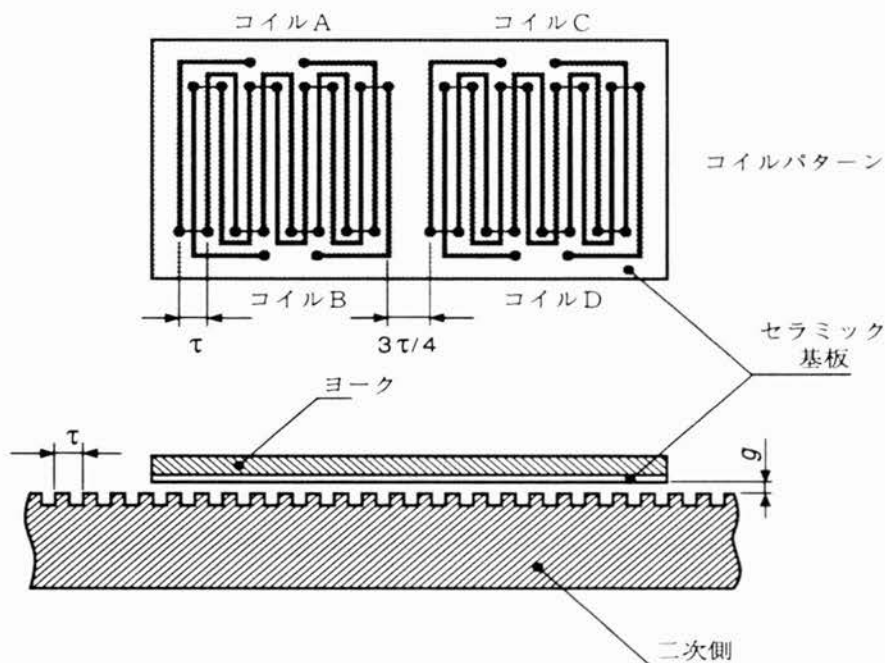


図2.7 つづら折れコイルとLPMの固定子（二次側）

表2.4に、本研究で用いたLPMとつづら折れコイルの仕様を示した。つづら折れコイルのピッチは、磁極歯のピッチと同じ1.6 mmである。また、コイルの励振周波数は2.8 MHzで、二次側とセンサ間のギャップの長さは0.1 mmである。

表2.4 LPMとつづら折れコイルの仕様

LPM固定子 (二次側)	数 値	つづら折れ コイル	数 値
磁極ピッチ	1.6 mm	コイルピッチ	1.6 mm
歯幅	0.67 mm	線幅	0.5 mm
溝幅	0.93 mm	導体厚さ	45 μm
溝深さ	0.8 mm	折れ数	8 回
材質	ケイ素鉄 (塊状)	基板寸法	51×56 mm <sup>2</sup>
		励振周波数	2.8 MHz
二次側とセンサ間のギャップの長さ			0.1 mm

図2.8につづら折れ位置センサを装着したLPM形サーボモータの可動子を示す。同図中の右側につづら折れ位置センサが可動子に取付けられている。

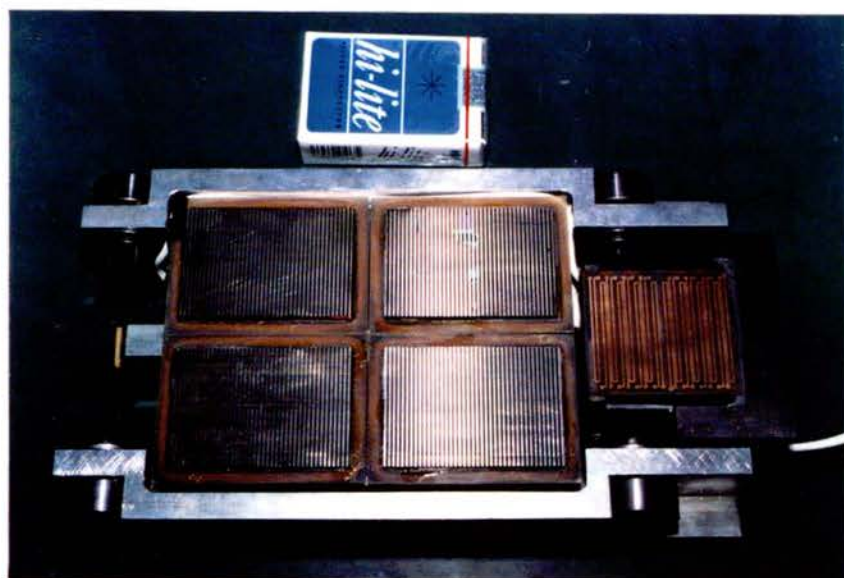


図2.8 つづら折れ位置センサを装着したLPM形サーボモータの可動子

図2.9は、つづら折れコイルを用いた位置センサのシステム構成である。このシステムはセンサユニットとデジタル変換部から構成されている。センサユニットは、つづら折れコイルA, B, C, Dと抵抗Rのブリッジ回路と位相検波回路（Phase Sensitive Detector, 以下PSDと略記）で構成されている。コイルには、共振用コンデンサCが並列に接続されており、インダクタンスの変化を拡大している。このセンサユニットにより、インダクタンスの変化を電圧変化に変換し、sin, cosの信号  $e_s, e_c$  が得られる。この出力電圧  $e_s$  と  $e_c$  は、それぞれa相とb相の磁極位置の情報であり、式(2.10)に示した励磁電流の生成に用いることができる。

可動子の変位 ( $x$ ) に対するつづら折れコイルのインピーダンスZは式(2.12)で近似され、また出力電圧  $e_s, e_c$  はインピーダンス変化と比例した電圧が得られ、式(2.13)で表される<sup>13)</sup>。

$$Z = Z_0 + \Delta Z \sin \frac{2\pi}{\tau} x \quad [\Omega] \text{-----(2.12)}$$

$$e_s = K \Delta Z \sin \frac{2\pi}{\tau} x \quad [V] \text{-----(2.13a)}$$

$$e_c = K \Delta Z \cos \frac{2\pi}{\tau} x \quad [V] \text{-----(2.13b)}$$

ここに、 $Z_0$ : インピーダンス変化の平均値[ $\Omega$ ],  $\Delta Z$ : インピーダンス変化の振幅[ $\Omega$ ],  $K$ : 比例係数[V/ $\Omega$ ]

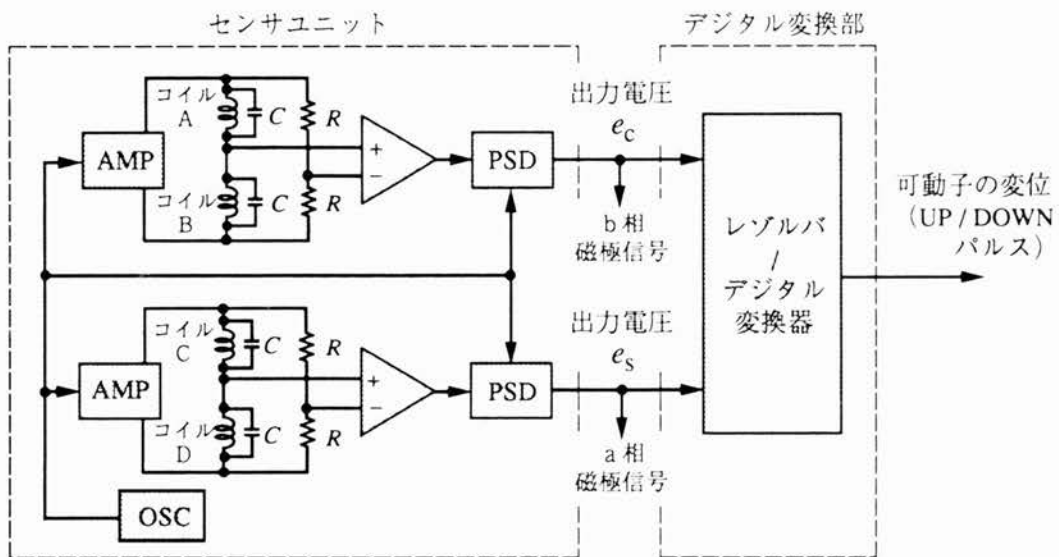


図2.9 つづら折れコイルを用いた位置センサのシステム構成



更に、図 2.9 に示したように出力電圧  $e_s$ ,  $e_c$  はレゾルバ/デジタル変換器に入力され、1 ピッチ 1.6 mm を 128 倍で内挿するので  $12.5\mu\text{m}$  の分解能が得られる。

図 2.10 は、つづら折れ位置センサの出力電圧  $e_s$ ,  $e_c$  のリサーチ波形で、ほぼ円形の出力特性が得られた。

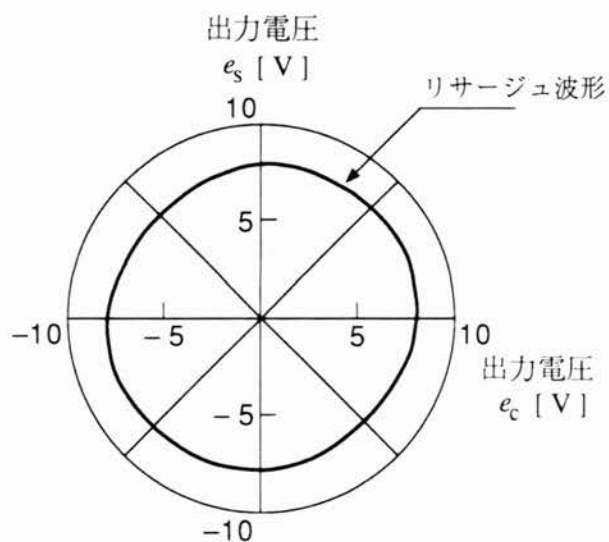


図 2.10 つづら折れ位置センサの出力電圧のリサーチ波形

図2.11, 図2.12は, つづら折れ位置センサのデジタル出力の精度をレーザ測長器で測定したものである<sup>1)</sup>。

図2.11は, 磁極1ピッチ(1.6 mm)内の検出精度で, LPMを4カウント分(50  $\mu\text{m}$ )ずつ移動させたときの精度を測定したものである。同図中に示したように, 1ピッチ内の検出誤差は20  $\mu\text{m}$ であった。

図2.12は可動子の可動範囲800 mmにおいて, 40 mm毎にセンサの位置検出精度を測定したものである。変位が大きくなるに従って検出誤差は増加する傾向を示しており, 変位800 mmにおける検出誤差は-70  $\mu\text{m}$ となった。この値は二次側の加工精度(三次元測定器で測定)と一致し, 位置検出誤差は二次側の加工精度に起因することがわかった。

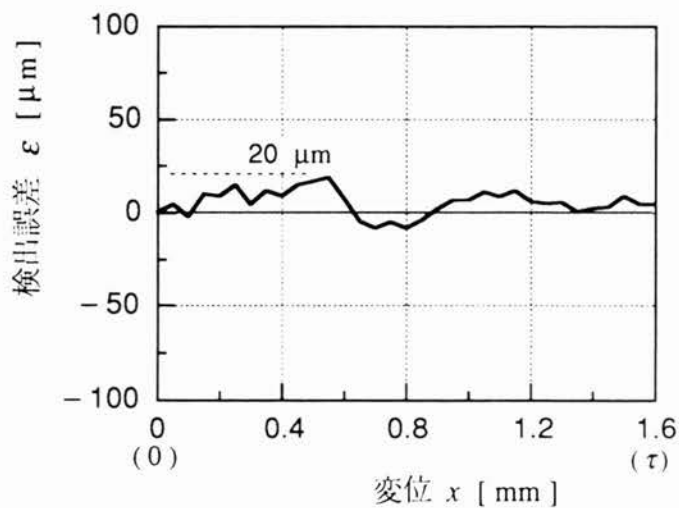


図2.11 1ピッチ(1.6 mm)内の位置検出精度

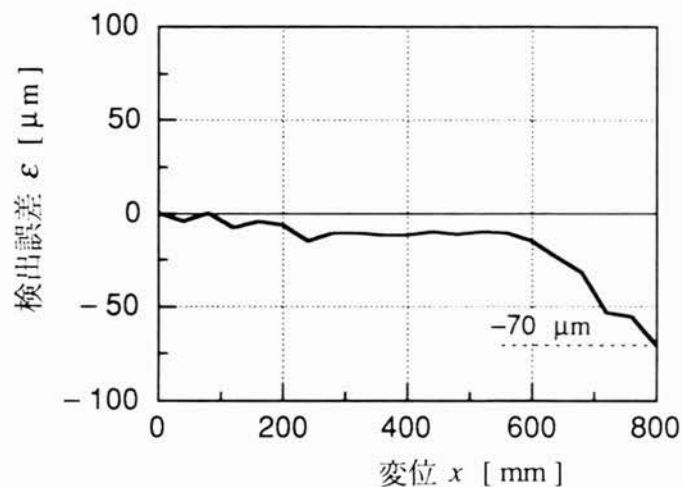


図2.12 可動範囲800 mmにおける位置検出精度

### 2.2.3 LPM形サーボモータの動特性の改善

本項では、試作機の永久磁石と励磁電流による磁束を測定し、磁気回路におけるうず電流とヒステリシスの影響を明らかにする。そして、この結果に基づき磁束の位相遅れを補償することで、LPM形サーボモータの動特性が改善されることを示す<sup>6)</sup>。

#### (1) LPMの磁気特性

図2.13にLPMの速度起電力の周波数特性を示す。可動子を一定速度で移動させ、a相の励磁コイルが発生する速度起電力 $V_a$ と、つづら折れ位置センサの磁極信号 $e_s$ に対する速度起電力の位相を測定した。同図では横軸に周波数 $f$ をとっているが、速度 $v$ と $f$ との関係には $v=f\tau$  ( $\tau$ :磁極ピッチ)の関係がある。同図中で破線で示した速度起電力の計算値は、図2.5に示した一相励磁における静推力特性の実測値より推力定数 $K_f$ を求め、下式を用いて算出した<sup>22)</sup>。

$$V_a = K_f \sin\left(\frac{2\pi x}{\tau}\right) \frac{dx}{dt} \quad [\text{V}] \quad \text{-----(2.14)}$$

また、位相の計算値は、上式において $dx/dt$ が正值をとる場合、磁極信号と速度起電力の位相差がないことから求めた。

同図2.13の速度起電力の実測値は、鉄心内のうず電流による影響で100Hz以下の低

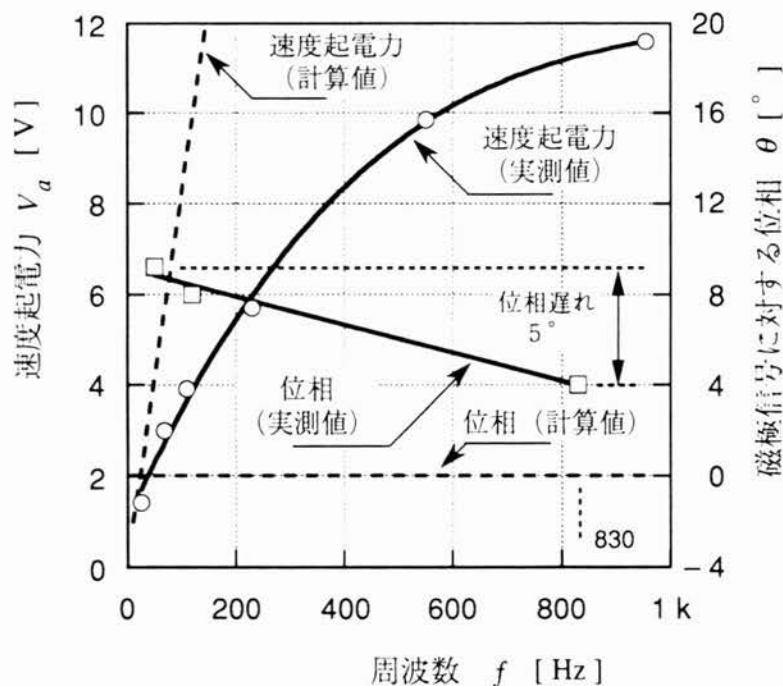


図2.13 LPMの速度起電力—周波数特性

い周波数から計算値よりも小さな値となった。また、位相の実測値が低い周波数においても  $0^\circ$  をとらないのは、つづら折れ位置センサと可動子との機械的取付誤差によるものである。このことを考慮すると、鉄心内のうず電流およびヒステリシスによる位相遅れは  $830\text{ Hz}$  で約  $5^\circ$  であることがわかる。

次に、励磁電流に対する誘導起電力の作る磁束の周波数特性を測定し、その結果を図 2.14 に示す。同図は、励磁電流の振幅  $1\text{ A}$  で、可動子の極の先端に巻き付けたさぐりコイルの誘導起電力の基本波成分の振幅および励磁電流に対する位相を FFT アナライザを用いて測定したものである。この場合、可動子を固定子に機械的に固定して測定した。同図中において破線で示した誘導起電力  $E_0$  と位相  $\theta$  の計算値は、さぐりコイルを用いて直流磁気特性を測定し、励磁電流  $1\text{ A}$  における磁束密度より下式を用いて求めた。

$$E_0 = 2\pi f N_s B A \quad [\text{V}] \text{-----} (2.15a)$$

$$\theta = 90 \quad [^\circ] \text{-----} (2.15b)$$

ここに、 $f$ : 周波数  $[\text{Hz}]$ ,  $N_s$ : さぐりコイルの巻数  $[\text{回}]$ ,  $B$ : 直流電流  $1\text{ A}$  における磁束密度  $[\text{T}]$ ,  $A$ : 磁路の断面積  $[\text{m}^2]$

図 2.14 に示したように、周波数  $100\text{ Hz}$  (可動子の移動速度  $0.16\text{ m/s}$  に相当) 以

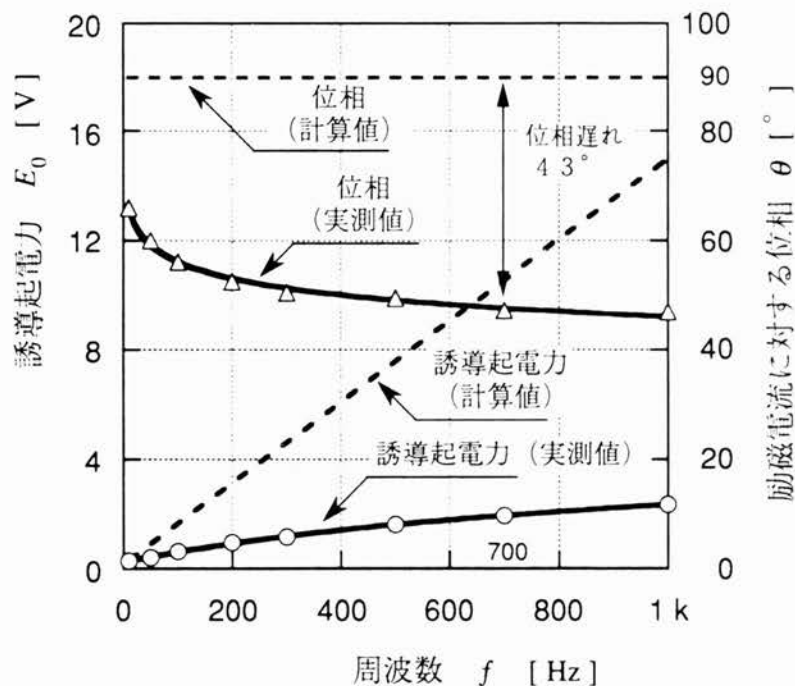


図 2.14 LPM の誘導起電力 - 周波数特性

下の低い周波領域より誘導起電力の実測値は、計算値より小さな値となった。また、周波数700Hzにおいて位相の実測値は47°を示しており、これより磁束は励磁電流に対して43°遅れていることがわかる。更に、100Hz以下の周波数においても磁束は25°以上の位相遅れあることがわかった。

## (2) サーボアンプの特性

図2.15にサーボアンプの周波数特性を示す。本特性は、可動子を機械的に固定子に固定し、電流指令に対する励磁電流の伝達特性をFFTアナライザを用いて測定したものである。同図から、500Hz程度（可動子の移動速度0.8m/sに相当）までゲインおよび位相がほぼ平坦な特性であることがわかる。

次に、速度起電力が励磁電流に与える影響を確認するためにLPM形サーボモータを駆動し、電流指令と励磁電流を測定し図2.16に示す。同図は、速度0.77m/s（励磁電流の周波数480Hz）で駆動した場合の特性である。FFTアナライザの解析によれば電流指令電圧に対する励磁電流の基本波成分の位相遅れは8°で、また励磁電流の減少も認められなかった。

以上より、サーボアンプの特性として500Hz程度（移動速度0.8m/s）まで電流指令に対する励磁電流の減少は少なく、位相遅れも10°以内であることが確認できた。

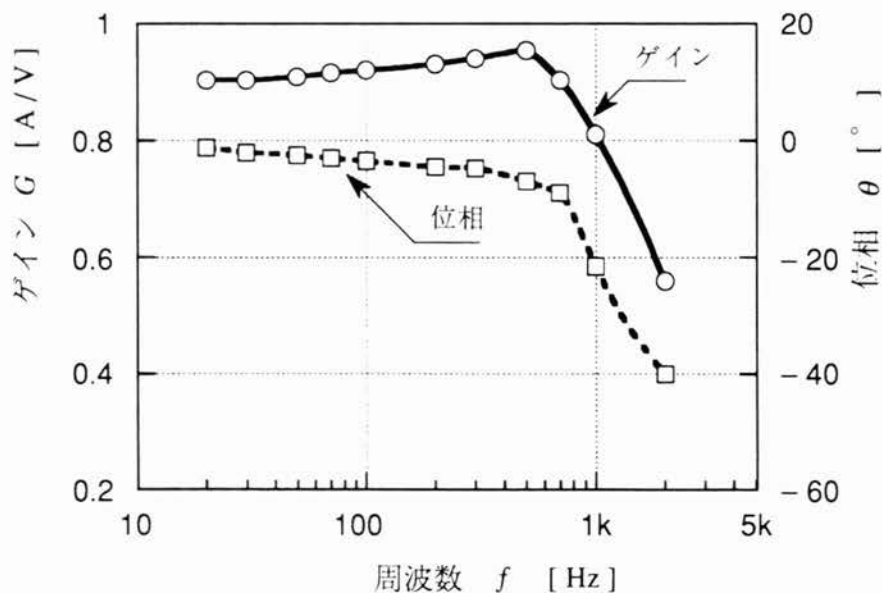


図2.15 サーボアンプの周波数特性

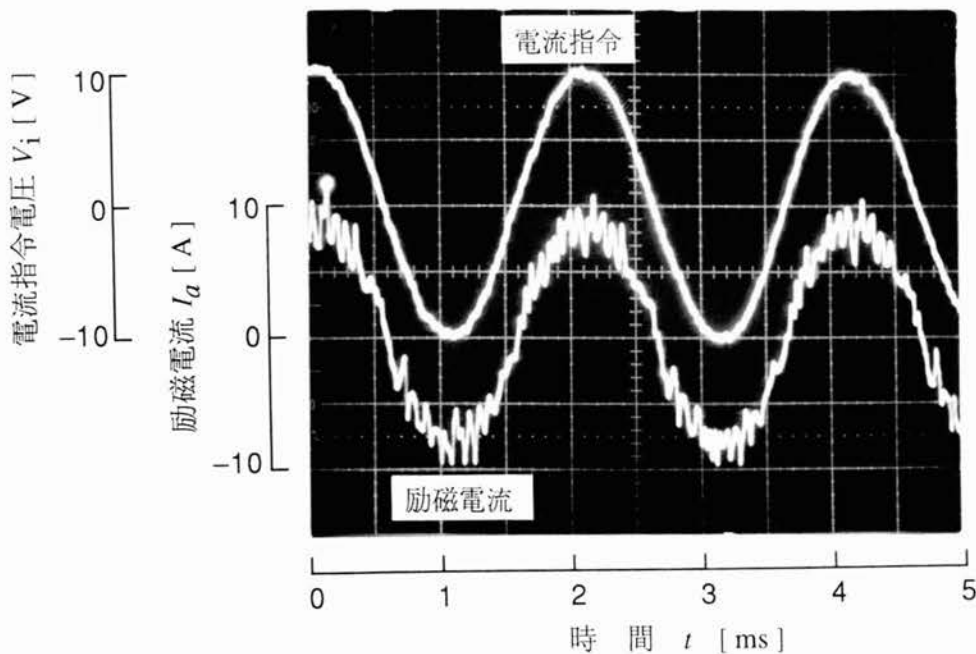


図 2.16 LPM形サーボモータを速度  $v = 0.77 \text{ m/s}$  で駆動した場合の電流指令と励磁電流波形（周波数  $f = 480 \text{ Hz}$ ）

### (3) 位相補償による動特性の改善

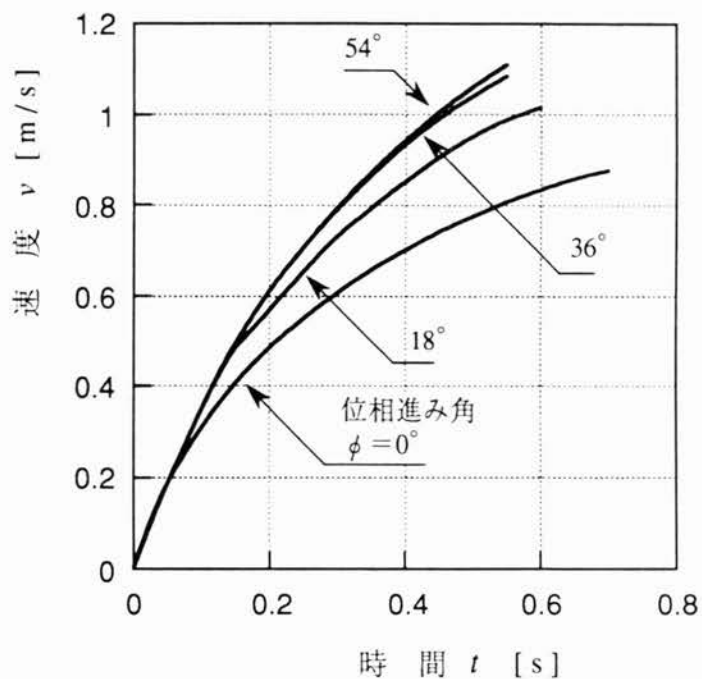
永久磁石による磁束と励磁電流による磁束、およびサーボアンプの周波数特性を測定し、特に励磁電流に対してこれが作る磁束の位相遅れが顕著であることがわかった。この磁束の位相遅れに着目し、これを補償することによって動推力の減少を抑え加速特性の改善を行った。

LPMの動特性の評価項目の一つに動推力がある。その測定方法として、LPMの可動子とばねを接続し、ばねを引っ張る方向に可動子を運動させ、LPMが脱調する寸前の推力をロードセルで測定する方法がある<sup>23)</sup>。

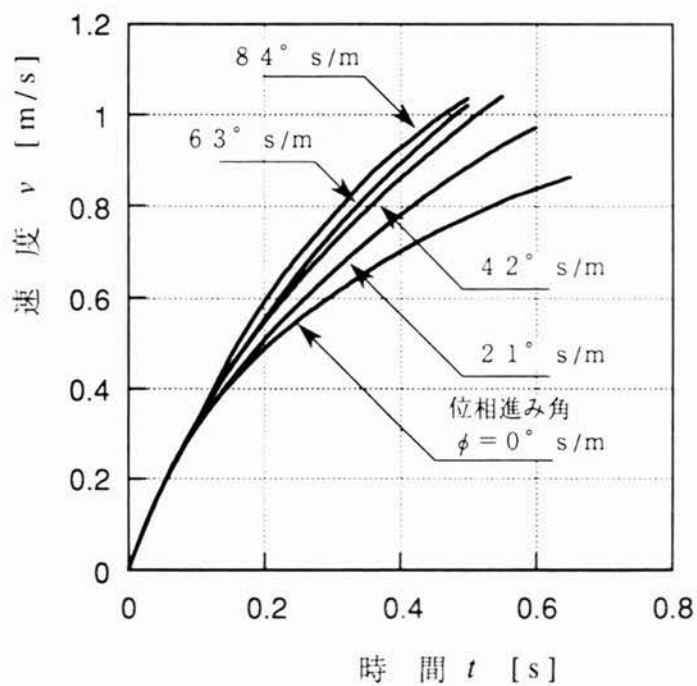
工作機械にLPM形サーボモータを応用する場合には、高加速度かつ高速駆動が要求される。また、前述の動推力の測定方法では、負荷イナーシャの影響を受けやすい問題点がある。従って、以下に述べる方法によりLPM形サーボモータの加速特性を評価した。

図 2.3 に示したLPMのサーボ制御ブロックにおいてステップ状の推力指令電圧を与え、光学変位計により可動子の変位を測定し、時間微分することにより加速特性を求め、励磁電流の位相進み補償による動特性の改善効果を評価した。

図2.17に、LPM形サーボモータの励磁電流の位相補償による加速特性の改善効果を示す。同図(a)は一定の位相進み角を与えた場合の加速特性であり、同図(b)は位相進み角を速度に比例して与えた場合である。位相進み角は、図2.3に示したLPMのサーボ



(a) 一定の位相進み角を与えた場合の加速特性



(b) 位相進み角を速度に比例して与えた場合の加速特性

図2.17 励磁電流の位相補償による加速特性の改善

制御ブロックの位相補償回路にて設定した。同図は位相補償を行うことにより加速特性が改善されるばかりでなく、移動速度が増加することを示している。同図（b）において、0.8 m/sまで加速するのに要する時間は、位相進み角 $0^{\circ}$  s/mで530 ms、位相進み角 $84^{\circ}$  s/mで310 msと58%に減少している。また、速度0.3 m/sまでは、位相進み角によらず一定の加速特性を有するが、高速になるに従って位相補償の効果が現れている。更に、進み角に対して加速特性に飽和傾向があることを示している。

以上に示した加速特性の改善は、前述した磁気特性およびサーボアンプの特性より、主として励磁電流による磁束の遅れを補償したためと考えられる。

### 2.3 永久磁石形LSMのサーボ化

LSMは高速駆動や開ループで位置決め制御が可能であるため、搬送システムへの応用がなされている。搬送システムでは、長ストロークにわたって小さなエアギャップを保持することが困難であるため、大きなエアギャップで駆動される場合が多い。このような理由から、現在までのLSMの研究対象は、数mmオーダのエアギャップで、かつ開ループにおける推力解析や駆動方法などに関するものであった。

たとえば、S. A. Nasar<sup>24)</sup>やJ. F. Eastham<sup>25)</sup>、海老原<sup>26)</sup>、正田<sup>27)</sup>、宮下<sup>28)</sup>らにより、LSMの推力解析や駆動特性について研究がなされている。

工作機械に永久磁石形LSMを用いる場合、大推力で高加速特性が要求される。このためには、ギャップの長さを小さくして、大推力化・推力/可動部質量比を大きくすると共に、サーボ制御することで高加速特性を図る必要がある。

本節では、LSMのギャップの長さを0.7 mmと小さくし、サーボ制御した場合の静推力特性について検討し、下記項目を明らかにする。

- 1) パーミアンス法および有限要素法（以下、FEMと略記）によって、永久磁石形LSMの静推力の表現式を導出する。
- 2) FEMを用いて、永久磁石形状が静推力の基本波および高調波成分に与える影響について検討する。
- 3) 上記の検討結果に基づいてLSMの試作を行い、静推力の実測値と計算値を比較し、解析の妥当性を確認する。



### 2.3.1 永久磁石形LSMの構造と動作原理

#### (1) 永久磁石形LSMの構造

図2.18は永久磁石形LSMの基本構造を示したものである<sup>29),30)</sup>。一次側は可動子で、電磁鋼板が積層された電機子鉄心に分布巻された三相巻線が施されおり、6極構造となっている。二次側(固定子)のヨークには、一次側と対面する面がN, S交互になるように永久磁石が配置されている。

一次側と二次側間のギャップは、直線軸受により、0.7 mmに保たれている。ラックとピニオンにより直線/回転運動変換をし、ピニオンに取り付けられた回転形エンコーダを用いて可動子の位置を検出している。

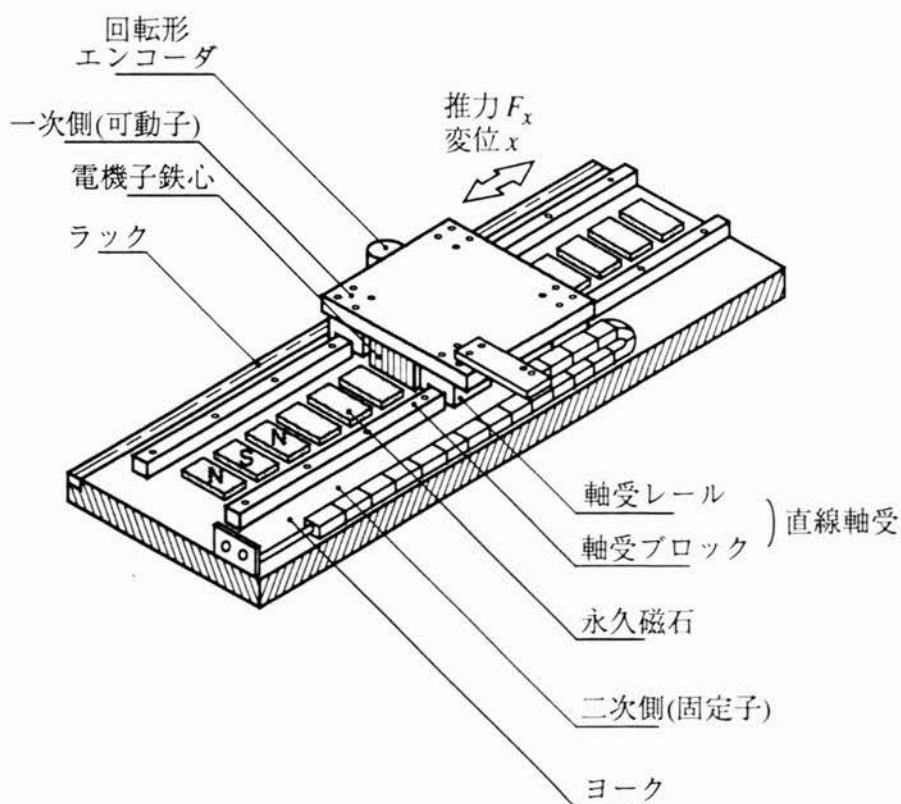
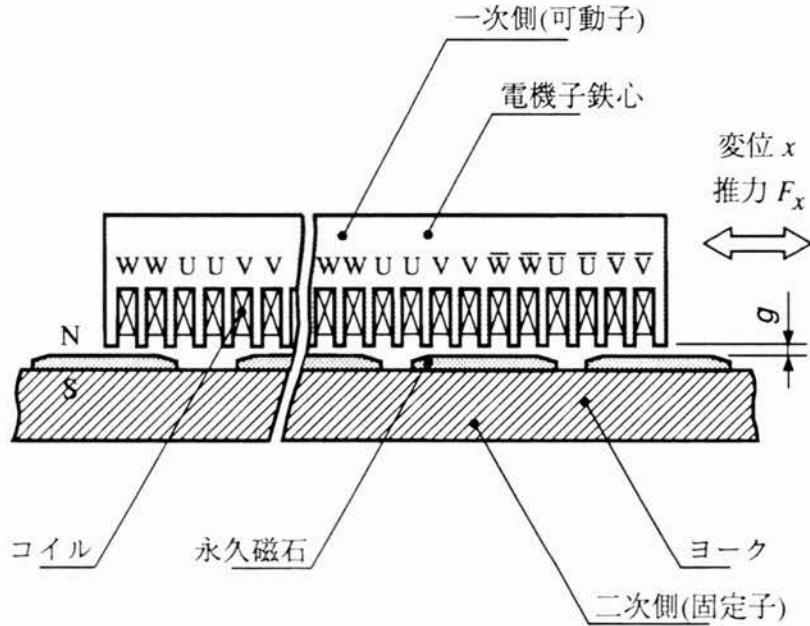


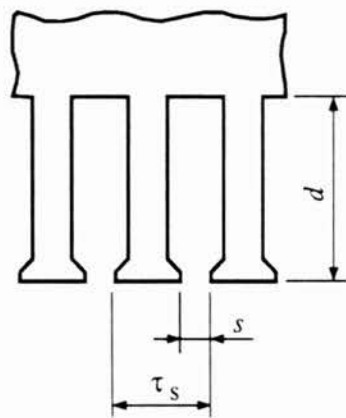
図2.18 永久磁石形LSMの基本構造

永久磁石形LSMをサーボモータとして応用するためには、大きな推力で、かつ推力リップルが小さいことが要求される。そこで、永久磁石の形状寸法が、静推力の基本波および高調波成分に与える影響について検討する。

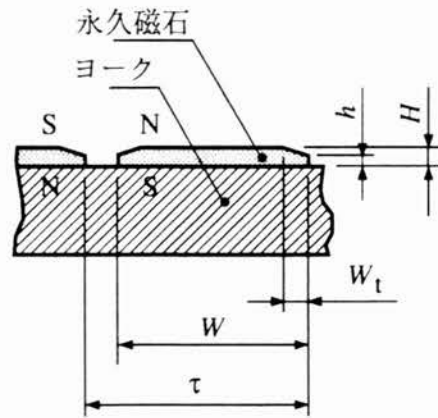
図2.19は永久磁石形LSMの解析モデルを示したものである。同図(a)は解析モデル全体図、同図(b)は一次側の歯寸法、同図(c)は永久磁石寸法である。更に、永久磁



(a) 解析モデル全体図



(b) 一次側の歯寸法



(c) 永久磁石寸法

図2.19 永久磁石形LSMの解析モデル

石形LSMの解析モデルの諸元を表2.5に示す。同表に示すように、ポールピッチ $\tau = 40$  mmとスロットピッチ $\tau_s = 6.667$  mmなどの一次側の歯寸法は一定のままで、磁石幅 $W = 28 \sim 40$  mm ( $W/\tau = 0.7 \sim 1.0$ )、磁石のテーパ長さ $W_t = 0 \sim 10$  mm ( $W_t/W = 0 \sim 0.3$ )の範囲で変化させ、 $W$ と $W_t$ が静推力の基本波および高調波成分に与える影響について考察する。

表2.5 LSMの解析モデルの諸元

項 目		記号	数 値	
一次側 (固定子)	相数	$m$	3	相
	極数	$P$	6	極
	コイル巻数	$N$	216	回/相
	スロット数	$N_s$	36	個
	スロットピッチ	$\tau_s$	6.667	mm
	スロット開口幅	$s$	2.2	mm
	スロット深さ	$d$	15	mm
	電機子鉄心の積層厚さ	$L$	68	mm
	電機子鉄心の長さ	$l$	243	mm
	二次側 (固定子)	ポールピッチ	$\tau$	40
磁石の厚さ		$H$	3	mm
磁石端部高さ		$h$	1.5	mm
磁石幅		$W$	28~40	mm
磁石テーパ長さ		$W_t$	0~10	mm
ギャップの長さ		$g$	0.7	mm

## (2) 永久磁石形LSMのサーボ制御回路

図2.20にLSMのサーボ制御回路の構成を示す。回転形エンコーダの位置信号から、一次側の変位 $x$ に対応して変化する三相正弦波をサーボアンプ内で作る。この三相正弦波と電流指令の大きさに比例した三相正弦波電流 $I_u, I_v, I_w$ は、各コイルに供給され、それぞれ次式で与えられる。

$$I_u = \sqrt{2} I \sin\left(\frac{\pi}{\tau} x\right) \quad [\text{A}] \text{-----} (2.16a)$$

$$I_v = \sqrt{2} I \sin\frac{\pi}{\tau} \left(x + \frac{2}{3} \tau\right) \quad [\text{A}] \text{-----} (2.16b)$$

$$I_w = \sqrt{2} I \sin\frac{\pi}{\tau} \left(x - \frac{2}{3} \tau\right) \quad [\text{A}] \text{-----} (2.16c)$$

ここに、 $I$ : 電流[A]

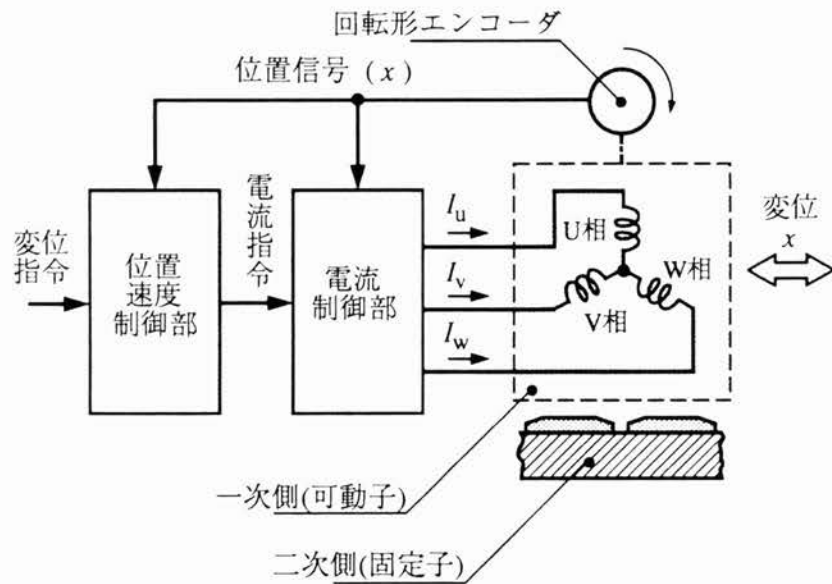


図 2.2 0 L S M のサーボ制御回路

本論文では、式 (2.16) に示した三相正弦波電流を各コイルに供給した場合に発生する静推力を「静推力 (3 相)」と呼び、1 相のコイルの巻始めと中性点間に直流電流を流した場合に発生する静推力を「静推力 (1 相)」と呼ぶことにする。

### 2.3.2 静推力の表現式

#### (1) パーミアンス法による静推力の表現式

パーミアンス法による静推力の表現式の導出に当り、以下の仮定を設ける。

- 1) 一次側端部からの漏れ磁束は無視する。
- 2) ギャップにおける磁束は正弦波分布とする。
- 3) 電機子鉄心およびヨークの透磁率は無限大とし、この部分の磁気抵抗は考慮しない。

前述の仮定に基づき永久磁石形LSMの磁気等価回路は、永久磁石1極分を考慮して図2.21のようになる。同図において、 $F_m$ は永久磁石の起磁力、 $R_m$ は永久磁石の内部磁気抵抗、 $R_g$ はギャップの磁気抵抗である。

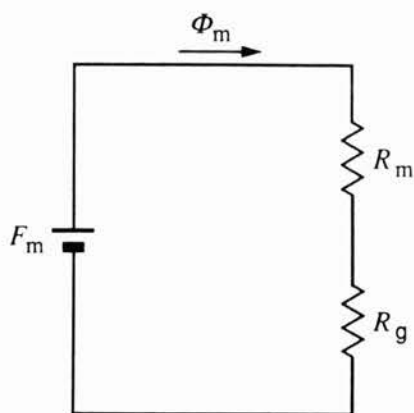


図2.21 永久磁石形LSMの磁気等価回路

図2.21中の記号を用いて永久磁石1極当りの磁束 $\Phi_m$ は下式で求められる。

$$\Phi_m = F_m / (R_m + R_g) \quad [\text{Wb}] \text{-----} (2.17)$$

一次側可動子を一定速度  $dx/dt$  で移動させた場合に、U相コイルに発生する速度起電力  $V_u$  (相電圧) は、次式で求められる<sup>31)</sup>。

$$V_u = \left\{ \frac{\pi K_w N \Phi_m}{\tau} \sin\left(\frac{\pi x}{\tau}\right) \right\} \frac{dx}{dt} \quad [\text{V}] \text{-----} (2.18)$$

ここに、 $K_w$ ：巻線係数、 $N$ ：一相当りのコイル巻数 [回/相]

次に、U相のコイルに直流電流を流した場合の静推力 (1相)  $F_{ux}$ 、および式 (2.16) に示した三相正弦波電流を流した場合の静推力 (3相)  $F_x$  は、下式となる。

$$F_{ux} = -\frac{m \pi K_w \Phi_m}{3 \tau} N I_0 \sin\left(\frac{\pi x}{\tau}\right) \quad [\text{N}] \text{-----} (2.19)$$

$$F_x = -\frac{m \pi K_w \Phi_m}{\sqrt{2} \tau} N I \quad [\text{N}] \text{-----} (2.20)$$

ここに、 $m$ ：巻線の相数、 $I_0$ ：直流電流 [A]

## (2) 有限要素法による静推力の表現式

有限要素法による静推力の表現式は、二次元非線形場のFEM（ベクトルポテンシャル法）を用いて導出する。まず、コイルの鎖交磁束を求め、次に速度起電力、静推力を以下のように求める。

図2.22に鎖交磁束を求めるためのFEMの計算モデルを示す。一次側と二次側の位置関係が同図の場合を変位  $x=0$  としたとき、コイル  $U_1, \bar{U}_1$  に鎖交する磁束  $\Phi$  は、下式で与えられる<sup>32)</sup>。

$$\Phi = (A_1 - A_2) L \quad [\text{Wb}] \text{-----(2.21)}$$

ここに、 $A_1, A_2$  : コイル  $U_1, \bar{U}_1$  の平均ベクトルポテンシャル [Wb/m],

$L$  : 電機子鉄心の積層厚さ [m]

一次側を移動させて各変位での鎖交磁束を求め、これをフーリエ級数展開し、各相の全鎖交磁束数  $\Psi_u, \Psi_v, \Psi_w$  として表すと次式のようなになる。

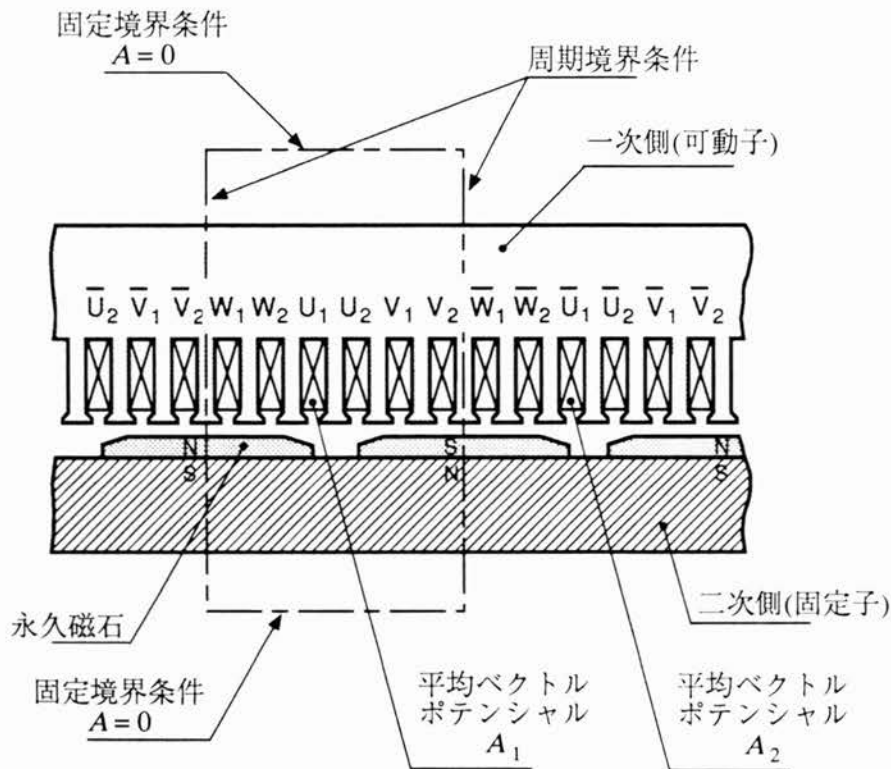


図2.22 鎖交磁束を求めるためのFEMの計算モデル

$$\Psi_u = N \sum_{n=1}^{\infty} K_{wn} \Phi_n \cos\left(\frac{\pi}{\tau} n x\right) \quad [\text{Wb}] \text{-----}(2.22a)$$

$$\Psi_v = N \sum_{n=1}^{\infty} K_{wn} \Phi_n \cos\frac{\pi}{\tau} n \left(x + \frac{2}{3} \tau\right) \quad [\text{Wb}] \text{-----}(2.22b)$$

$$\Psi_w = N \sum_{n=1}^{\infty} K_{wn} \Phi_n \cos\frac{\pi}{\tau} n \left(x - \frac{2}{3} \tau\right) \quad [\text{Wb}] \text{-----}(2.22c)$$

ここに、 $K_{wn}$ ：第  $n$  次高調波成分の巻線係数、 $\Phi_n$ ：鎖交磁束の第  $n$  次成分[Wb]

本論文では後述するように、鎖交磁束を用いて静推力の表現式を導出する。そこで、鎖交磁束の解析精度を確認するために速度起電力の表現式を導出しておく。

一次側可動子を一定速度で移動させた場合の各相の速度起電力  $V_u$ 、 $V_v$ 、 $V_w$ （相電圧）は、式（2.22）を用いて次式となる。

$$\begin{aligned} V_u &= -d\Psi_u/dt \\ &= \left\{ \frac{\pi}{\tau} N \sum_{n=1}^{\infty} n K_{wn} \Phi_n \sin\left(\frac{\pi}{\tau} n x\right) \right\} \frac{dx}{dt} \quad [\text{V}] \text{-----}(2.23a) \end{aligned}$$

$$V_v = \left\{ \frac{\pi}{\tau} N \sum_{n=1}^{\infty} n K_{wn} \Phi_n \sin\frac{\pi}{\tau} n \left(x + \frac{2}{3} \tau\right) \right\} \frac{dx}{dt} \quad [\text{V}] \text{-----}(2.23b)$$

$$V_w = \left\{ \frac{\pi}{\tau} N \sum_{n=1}^{\infty} n K_{wn} \Phi_n \sin\frac{\pi}{\tau} n \left(x - \frac{2}{3} \tau\right) \right\} \frac{dx}{dt} \quad [\text{V}] \text{-----}(2.23c)$$

U相の静推力（1相） $F_{ux}$  は、U相に電流を流すことによって発生する推力  $F_u$ （以下、発生推力と呼ぶ）とディテナント力  $F_d$  の和として表され、次式が成立する。

$$F_{ux} = F_u + F_d \quad [\text{N}] \text{-----}(2.24)$$

発生推力  $F_u$  は、下式で求められる。

$$\begin{aligned} F_u &= dW_u/dx \\ &= -\frac{\pi}{\tau} N I_0 \sum_{n=1}^{\infty} n K_{wn} \Phi_n \sin\left(\frac{\pi}{\tau} n x\right) \quad [\text{N}] \text{-----}(2.25) \end{aligned}$$

ここに、 $W_u$ ：U相の磁気随伴エネルギー（ $=\Psi_u \times I_0$ ）[J]

ディテント力 $F_d$ は、図2.23に示すように可動子全体を含む領域で、FEMを用いて永久磁石によるギャップの磁束分布を求め、次にマクスウェルの応力法で計算した<sup>3.3), 3.4)</sup>。同図中に、解析に用いた境界条件と、解析で得られた磁束分布を図示した。

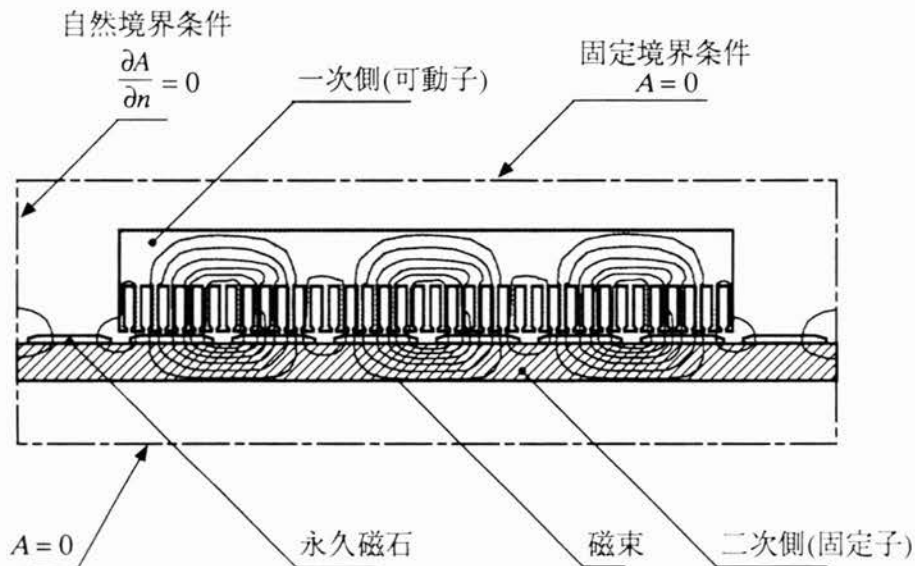


図2.23 ディテント力を求めるためのFEMの計算モデルと磁束分布

一次側可動子と二次側固定子の相対位置を変化させて求めたディテント力を、フーリエ級数展開し下式で表す。

$$F_d = \sum_{n=1}^{\infty} F_{dn} \sin\left(\frac{\pi}{\tau} n x\right) \quad [\text{N}] \text{-----} (2.26)$$

ここに、 $F_{dn}$ ：ディテント力の第 $n$ 次成分[N]

従って、式(2.24)の静推力(1相) $F_{ux}$ は、式(2.25)と式(2.26)から次式のようになる。

$$F_{ux} = -\frac{\pi}{\tau} N I_0 \sum_{n=1}^{\infty} n K_{wn} \Phi_n \sin\left(\frac{\pi}{\tau} n x\right) + \sum_{n=1}^{\infty} F_{dn} \sin\left(\frac{\pi}{\tau} n x\right) \quad [\text{N}] \text{-----} (2.27a)$$



同様にして、V、W相の静推力（1相） $F_{vx}$ 、 $F_{wx}$  は次式となる。

$$F_{vx} = -\frac{\pi}{\tau} N I_0 \sum_{n=1}^{\infty} n K_{wn} \Phi_n \sin \frac{\pi}{\tau} n \left( x + \frac{2}{3} \tau \right) + \sum_{n=1}^{\infty} F_{dn} \sin \left( \frac{\pi}{\tau} n x \right) \quad [N] \text{-----}(2.27b)$$

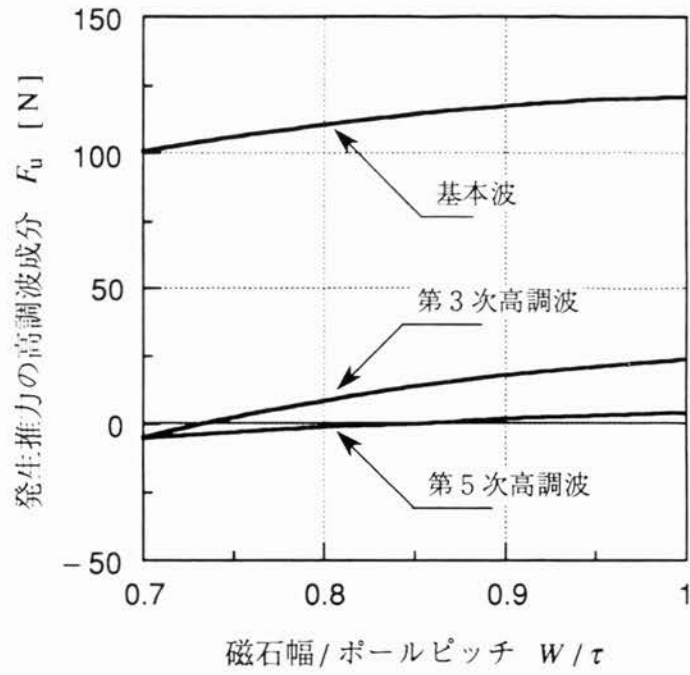
$$F_{wx} = -\frac{\pi}{\tau} N I_0 \sum_{n=1}^{\infty} n K_{wn} \Phi_n \sin \frac{\pi}{\tau} n \left( x - \frac{2}{3} \tau \right) + \sum_{n=1}^{\infty} F_{dn} \sin \left( \frac{\pi}{\tau} n x \right) \quad [N] \text{-----}(2.27c)$$

次に、式（2.16）に示した三相正弦波電流を各相に流した場合の静推力（3相）は、各相の発生推力とディテント力の和として以下のようになる。

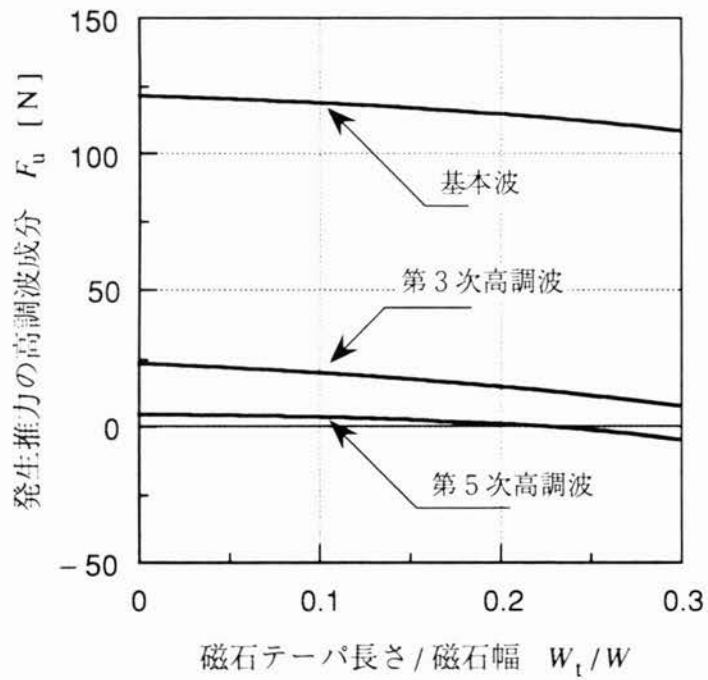
$$F_x = -\frac{\sqrt{2}\pi}{\tau} N I \left\{ \sin \left( \frac{\pi}{\tau} x \right) \times \sum_{n=1}^{\infty} n K_{wn} \Phi_n \sin \left( \frac{\pi}{\tau} n x \right) + \sin \frac{\pi}{\tau} \left( x + \frac{2}{3} \tau \right) \times \sum_{n=1}^{\infty} n K_{wn} \Phi_n \sin \frac{\pi}{\tau} n \left( x + \frac{2}{3} \tau \right) + \sin \frac{\pi}{\tau} \left( x - \frac{2}{3} \tau \right) \times \sum_{n=1}^{\infty} n K_{wn} \Phi_n \sin \frac{\pi}{\tau} n \left( x - \frac{2}{3} \tau \right) \right\} + \sum_{n=1}^{\infty} F_{dn} \sin \left( \frac{\pi}{\tau} n x \right) \quad [N] \text{-----}(2.28)$$

永久磁石形LSMをサーボモータとして応用するためには、大きな推力で、かつ推力リップルが小さいことが要求される。静推力（3相）は、式（2.28）に示したように、各相の発生推力とディテント力の和である。そこで、静推力（3相）の推力リップルを低減するために、発生推力の高調波成分に着目し、考察を行なった。即ち、永久磁石幅 $W$ と永久磁石テープ長さ $W_t$ が、発生推力 $F_u$ の基本波および高調波成分に与える影響について検討した。

図2.24は、 $W/\tau$ と $W_t/W$ に対する発生推力 $F_u$ の基本波および高調波成分の計算値である。同図は、図2.22に示したFEMの計算モデルにおいて、一次側を電気角で15度



(a)  $W/\tau$  に対する発生推力の高調波成分の計算値  
( $W_t = 7 \text{ mm}$ )



(b)  $W_t/W$  に対する発生推力の高調波成分の計算値  
( $W = 34 \text{ mm}$ )

図2.24  $W/\tau$  と  $W_t/W$  に対する発生推力の高調波成分の計算値

おきに移動させ、式(2.22)により鎖交磁束を求め、次に式(2.25)を用いて直流電流  $I_0 = 5 \text{ A}$  を流した場合の発生推力の基本波および高調波成分を算出したものである。

図2.24(a)は、 $W/\tau$  ( $W_t = 7 \text{ mm}$ ) に対する発生推力の高調波成分である。 $W/\tau$  が小さくなるに従って基本波成分および高調波成分とも減少しており、 $W/\tau = 0.73$  で第3次高調波が、 $W/\tau = 0.84$  で第5次高調波が零となっている。

図2.24(b)は、 $W_t/W$  ( $W = 34 \text{ mm}$ ) に対する発生推力の高調波成分である。 $W_t/W$  が大きくなるに従って、基本波および高調波成分とも減少しており、 $W_t/W = 0.22$  で第5次高調波が零となっている。

図2.24は、永久磁石形LSMを設計するための重要な指針を与えている。即ち、静推力の第3次および第5次高調波成分を低減するためには、 $W_t = 7 \text{ mm}$  の場合、 $W/\tau = 0.73$  付近に設計すれば良いことを示している。

### 2.3.3 静推力特性

LSM形サーボモータを試作し、静推力の実測値と計算値の比較を行った。図2.25に試作機の外観を示す。一次側(可動子)の外形寸法は、長さ263mm、幅207mm、高さ59mmで、ストロークは1,200mmである。

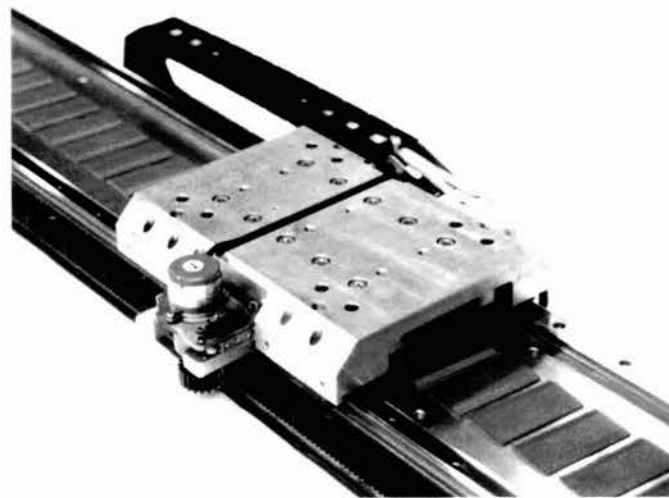


図2.25 LSM形サーボモータの外観

表2.6は、試作機の二次側の仕様である。一次側の歯寸法は表2.5に示した値で、永久磁石の寸法は、磁石幅 $W = 34$  mm、磁石テーパ長さ $W_t = 7$  mm ( $W/\tau = 0.85$ ,  $W_t/W = 0.21$ ) である。この永久磁石寸法は、図2.24に示した発生推力の特性より決定した。即ち、上記の磁石寸法にすることで、静推力の基本波をあまり減少することなく、第3次高調波成分を軽減でき、また第5次高調波成分をほぼ零にすることができる。

更に、静推力の高調波成分の低減化のために永久磁石を1スロットピッチ（電気角で31.5度、長さで7mm）スキュさせた。これは、スキュの効果により高調波成分の鎖交磁束を減少させることで、静推力の高調波成分を低減させることをねらったものである。

表2.6 LSMの試作機の二次側の仕様

項 目		記号	数 値
二次側 (固定子)	ポールピッチ	$\tau$	40 mm
	磁石スキュ角	$\theta$	31.5 °
	磁石の厚さ	$H$	3 mm
	磁石端部高さ	$h$	1.5 mm
	磁石幅	$W$	34 mm
	磁石テーパ長さ	$W_t$	7 mm
ギャップの長さ		$g$	0.7 mm

### (1) 速度起電力特性

速度起電力の実測値と計算値を比較することで、磁束の解析精度を確認する。一次側可動子を一定速度で移動させた時にコイルに発生する速度起電力をFFTで測定した。

図2.26は可動子の移動速度160 mm/sにおける速度起電力特性で、同図中に相電圧と線間電圧の速度起電力波形を示した。破線はFEM解析による計算値で式(2.23)を用いて算出した。また、一点鎖線はパーミアンス法による計算値で式(2.18)によるものである。線間電圧は二つの相の相電圧の和として求めた。なお計算値は、磁石をスキュしたことによる影響は考慮していない。

FEM解析による計算値は、実測値の傾向を良く捕らえており、その誤差は約10%である。また、パーミアンス法による相電圧の計算値と実測値の波高値はほぼ一致しているが、高調波を考慮していないため、その傾向は大きく異なっている。

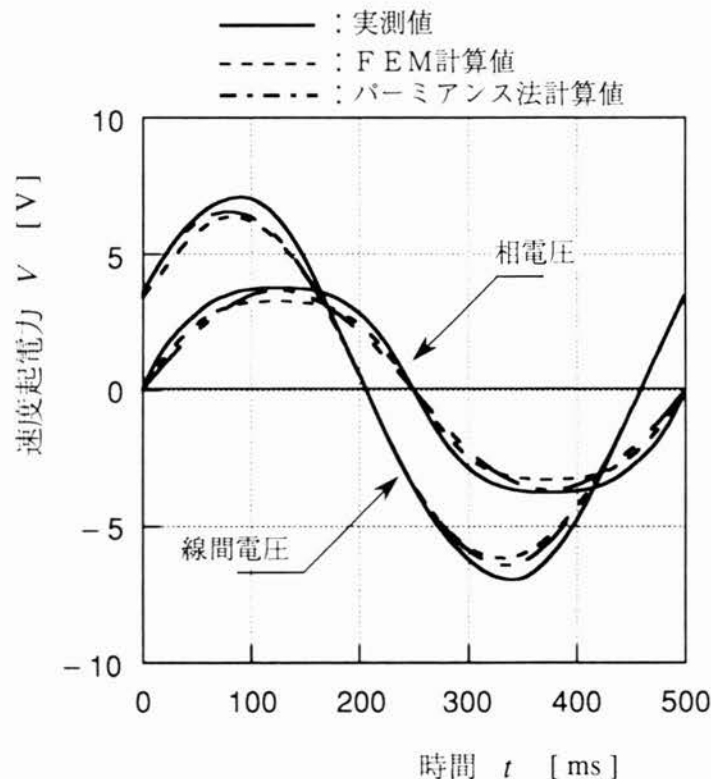


図2.26 LSMの速度起電力特性 (速度  $v = 160 \text{ mm/s}$ )

図2.27は速度起電力（相電圧）のパワースペクトラムである。同図におけるFEM計算値は、式(2.23)の速度起電力から相電圧のパワースペクトラムを求めた。FEM計算値は、実測値の傾向とほぼ一致しており、磁束に関する本解析手法の妥当性を裏付けている。

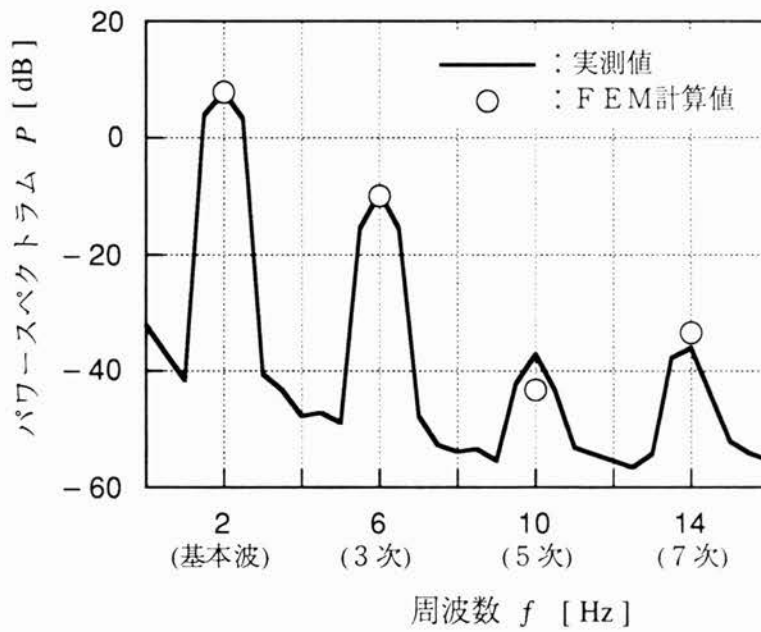


図2.27 LSMの速度起電力のパワースペクトラム

## (2) 静推力特性

静推力（3相）は、式（2.28）に示したように、各相の発生推力とディテント力の和として表した。そこでまず、静推力（1相）の実測値と計算値の比較を行なう。

図2.28に静推力（1相）における静推力特性を示す。これは、直流電流  $I_0 = 5\text{ A}$  を流した場合の特性である。同図において破線はFEM解析による計算値で式（2.27）を用いて算出した。また、一点鎖線はパーミアンス法による計算値で式（2.19）によるものである。

FEM解析による計算値は、実測値とほぼ一致し、計算誤差は10%程度である。また、パーミアンス法による計算値は、ディテント力を考慮していないため、実測値と大きく異なった。更に、同図に示したディテント力（ $I_0 = 0\text{ A}$ ）の最大値は40 Nで、その周期は40 mmである。この周期はポールピッチと一致し、一次側端部の影響が大きく現れていることを示している。

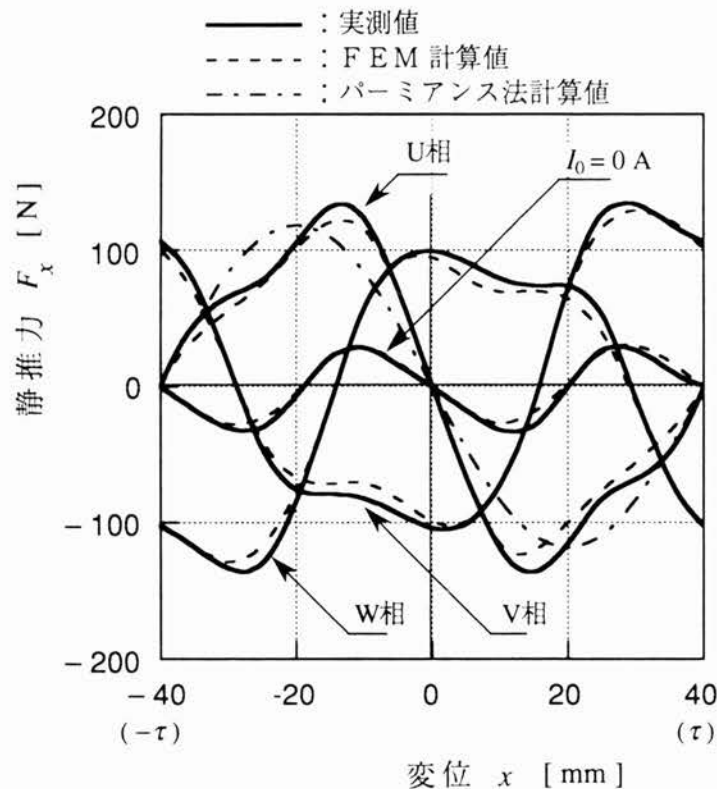


図2.28 LSMの静推力（1相）における静推力特性  
（励磁電流  $I_0 = 5\text{ A}$ ）

図2.29に、静推力（3相）における静推力特性を電流をパラメータとして示す。同図において破線はFEM解析による計算値，式（2.28）によるもので，一点鎖線はパーミアンス法による計算式（2.20）によるものである。FEMとパーミアンス法による計算値の計算誤差は，それぞれ10と20%程度である。これらの計算誤差は，速度起電力および静推力（1相）の計算誤差とそれぞれ一致する。

また，各電流値における推力の脈動は，ほぼディテント力と一致しており，各電流値における静推力からディテント力を差し引いた推力分布は，平坦な特性であることがわかる。静推力リップル低減化のためには，ディテント力の軽減が必要である。

更に，電流 $I = -8.8$  Aにおいて実測値の最大値と最小値は，それぞれ480 N，420 Nで，その平均推力は450 Nである。この平均値は，パーミアンス法による計算値453 Nとほぼ一致する。従って，パーミアンス法による計算値は，平均静推力を算出していることになる。

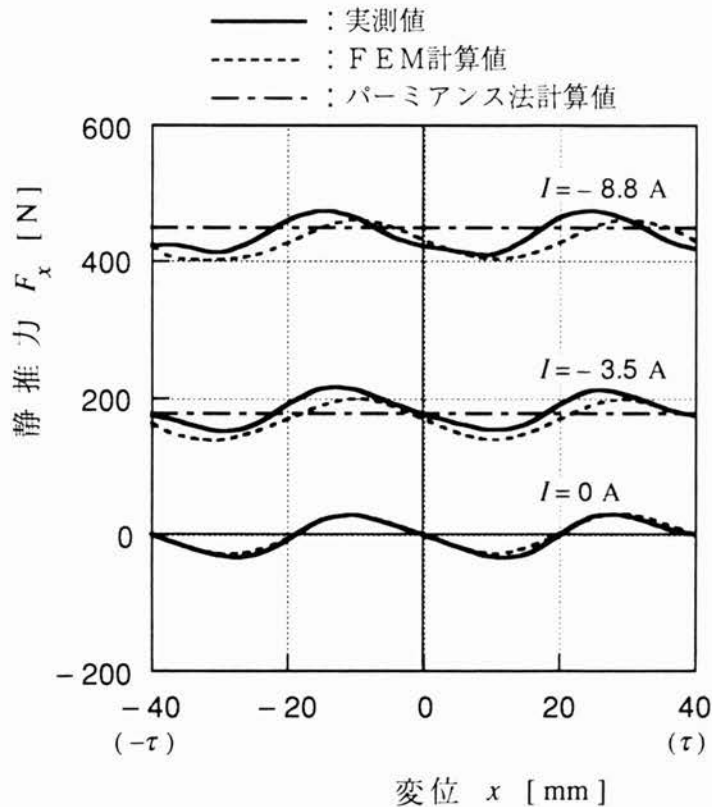


図2.29 LSMの静推力（3相）における静推力特性



## 2.4 LDMのサーボ化

### 2.4.1 LDMを用いた油圧サーボバルブ

本節では、LDM形サーボモータの油圧サーボバルブへの適用について述べ、LDM形サーボモータの構成方法と油圧サーボバルブとしての特性を明らかにする。

工作機械には、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、と言われている。

工作機械に用いる油圧駆動システムの高速度・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。

即ち、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なわなければならない<sup>35)</sup>。

これらの問題点を解決する手段として、LDMを用いた油圧サーボバルブが開発され、すで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<sup>36)~38)</sup>。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ており一般に大型で、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を小型化すると共に、工作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）の開発を行なった<sup>39),40)</sup>。

#### (1) LSVの構造

図2.30は、本実験に用いたLSVの構造である。LSVは、4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、コイルボビンが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<sup>41)</sup>。

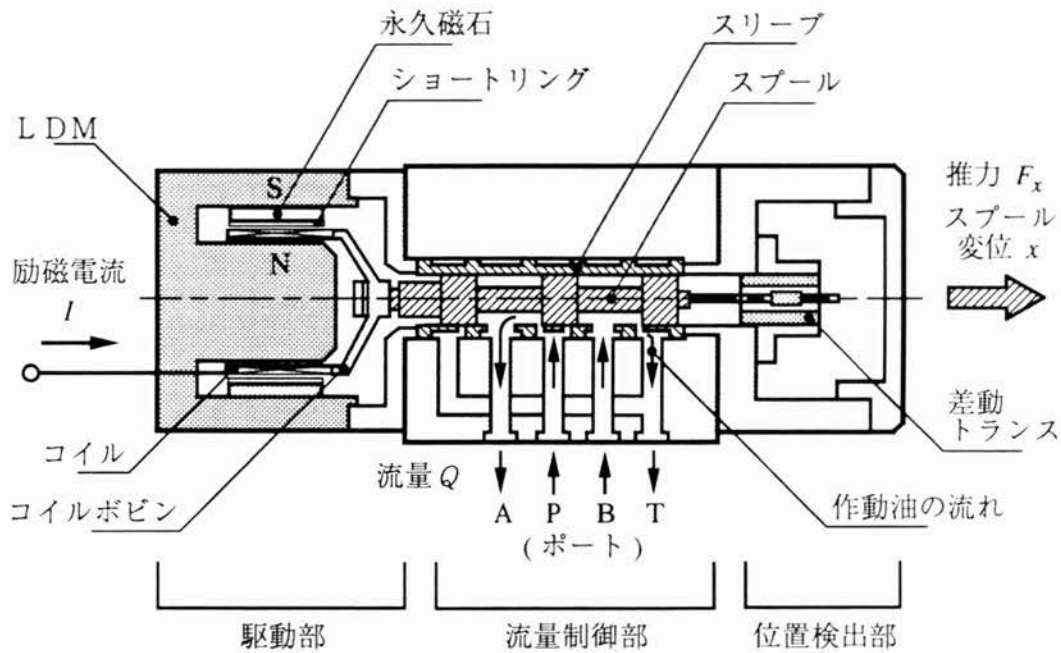


図 2.3 0 L S V の構造

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トランスで検出され、サーボアンプ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 2.7 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  $7 \text{ MPa}$  で  $40 \text{ L/min}$  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 ( $F_{\max}/m$ ) 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  $12.5 \text{ N/A}$ 、励磁電流  $15 \text{ A}$  で最大静推力を  $190 \text{ N}$  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ビンにそれぞれ、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  $100 \text{ g}$  となった。この結果、 $F_{\max}/m$  を  $1,900 \text{ m/s}^2$  ( $\text{N/kg}$ ) と大きくすることができた。

図 2.3 1 に LSV とサーボアンプの外観を示す。

表 2.7 LSVの基本仕様

項目	記号	数 値
L D M 部	推力定数	$K_f$ 12.5 N/A
	最大推力	$F_{max}$ 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 <sup>3</sup> ) (減磁限界電流：20 A)
流 量 制 御 部	定格流量	$Q_r$ 40 L/min
	定格ストローク	$L_s$ ±0.5 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	$F_{max}/m$	1900 m/s <sup>2</sup> , N/kg
LSVの外形寸法		80×80×239 mm

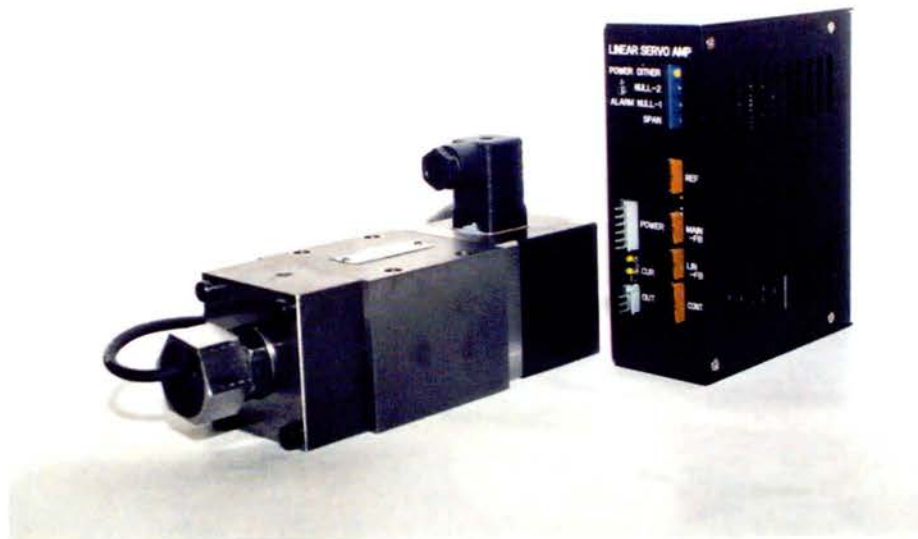


図 2.3 1 LSVとサーボアンプの外観

## (2) L S Vのサーボ制御回路

図2.3 2は、L S Vシステムの制御ブロックである<sup>40)</sup>。制御系は、比例制御系で構成されている。差動トランスで検出したスプールの変位は、サーボアンプ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。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L S Vの応答に与える影響について、図2.3 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2.3 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、L S V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。

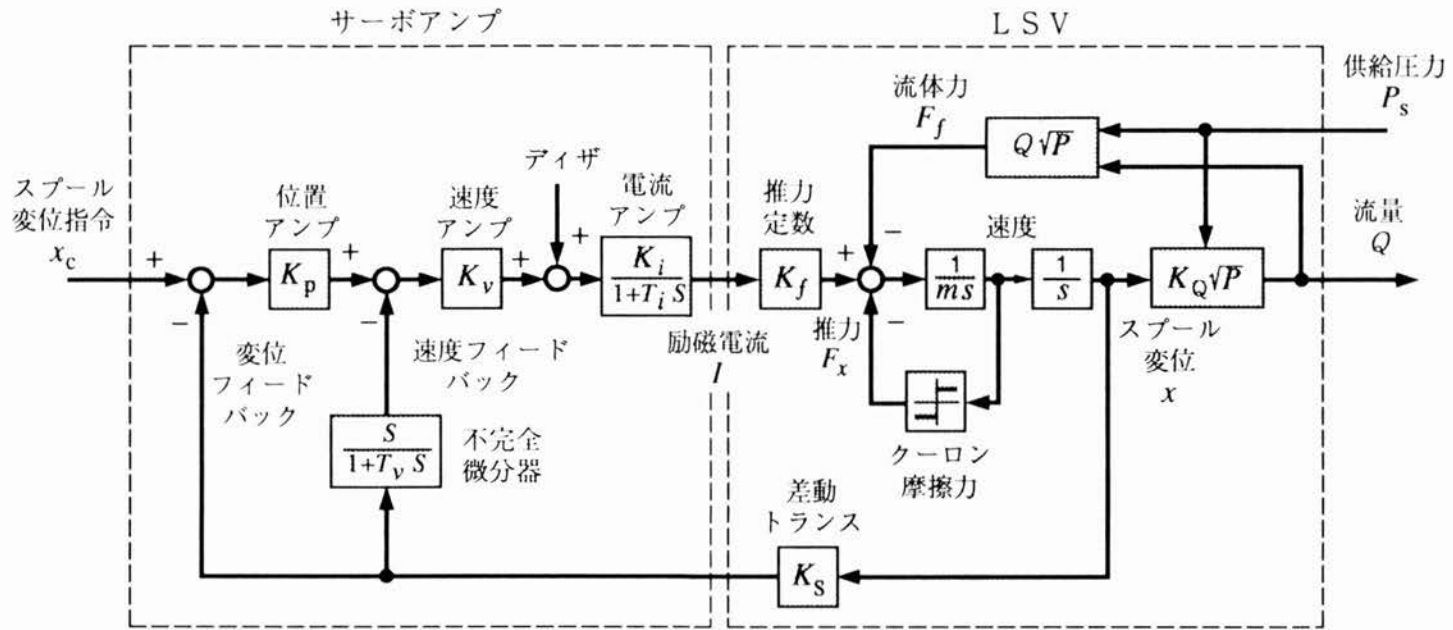


図2.32 LSVシステムの制御ブロック

## 2.4.2 LDMの静推力特性

L S Vの高速・高応答化と高い制御性のためには、L D M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（F E M）を用いてL D Mの静推力特性を検討した。F E M解析は、非線形場で軸対称問題とした。

図2.33は、変位  $x = 0$  mm、励磁電流  $I = 0$  AにおけるF E M解析によって得られたL D Mの磁束分布である。

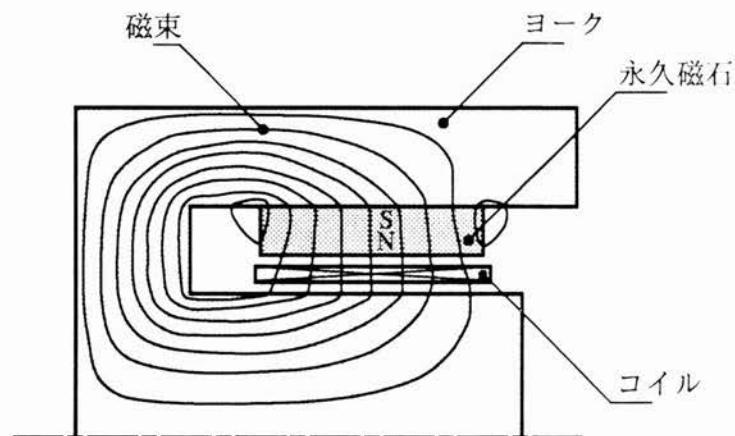


図2.33 LDMにおける磁束分布  
(変位  $x = 0$  mm、励磁電流  $I = 0$  A)

図2.34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±0.5mmの範囲において静推力分布は平坦な特性で、良好な推力分布となった。

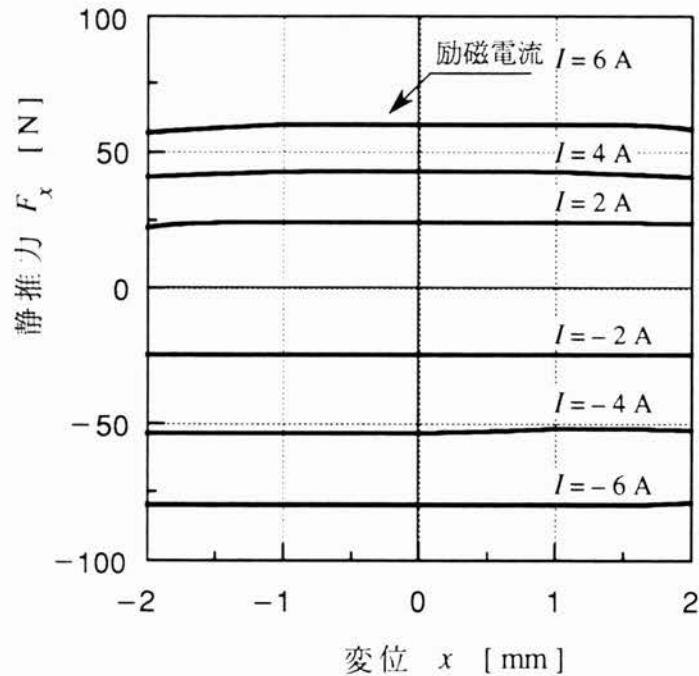


図2.34 LDMの静推力-変位特性

図2.35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3A程度から飽和傾向を示しており、励磁電流-15、15Aにおける静推力は、それぞれ、-190Nと100N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）を発生させるためと考えられる<sup>42)</sup>。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2.35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

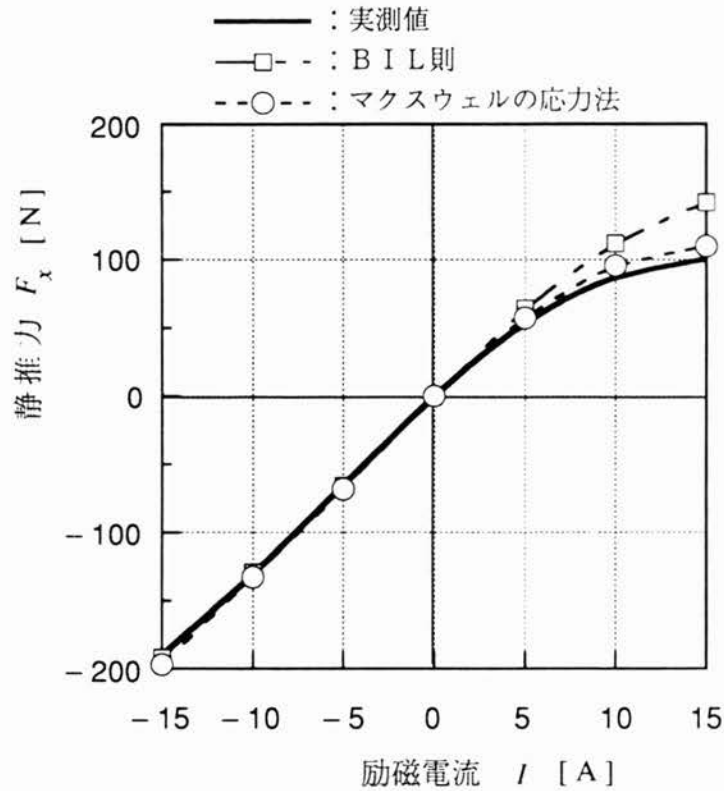


図 2.35 LDMの静推力-励磁電流特性  
(変位  $x = 0 \text{ mm}$ )

求めた。励磁電流  $-15 \sim 0 \text{ A}$  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 B I L 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  $15 \text{ A}$  では実測値  $100 \text{ N}$  に対して計算値は  $140 \text{ N}$  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  $15 \text{ A}$  における計算誤差は 10%で B I L 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 B I L 則よりも高精度で静推力を算出することができた。このことから、励磁電流の正負による静推力の非対称性は、B I L 則による電流力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。



### 2.4.3 LDMに作用する流体力の低減

図2.32のLSVシステムの制御ブロックに示したように、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2.36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。同図(a)は従来のスプール、同図(b)は、改良スプールの場合である。

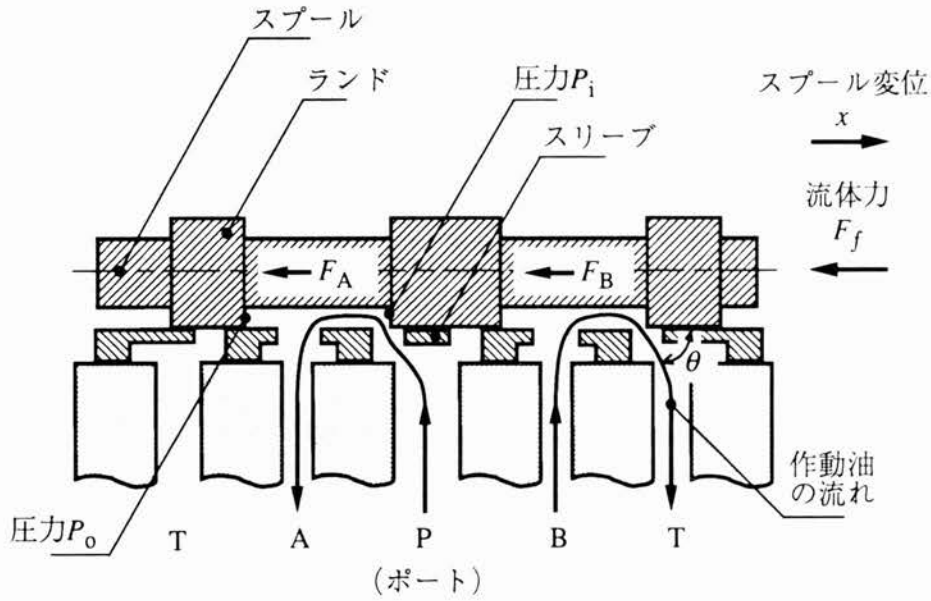
同図(a)に示したように、スプールが同図の右手方向に変位した場合、作動油はPからAポート、BからTポートに流れる。更に、ランドのエッジ近くの流れの断面積は、他のどの部分よりも小さく、流速はランドのエッジ部近くが最も大きくなる。ベルヌーイの原理から速度の大きいところでは圧力が低下する。従って、作動油が流入するランド側面に作用する圧力 $P_i$ は、流出側のランド側面に作用する圧力 $P_o$ より小さくなる。この圧力差によって流体力 $F_A$ が生じ、その向きはスプール変位と反対方向である。流体力 $F_B$ も同様にスプール変位と反対方向に作用し、両者の和である流体力 $F_f$ は次式のように求められている<sup>43)</sup>。

$$F_f = F_A + F_B \\ = -2Q\sqrt{\rho\Delta P}\cos\theta \quad [\text{N}] \text{-----(2.29)}$$

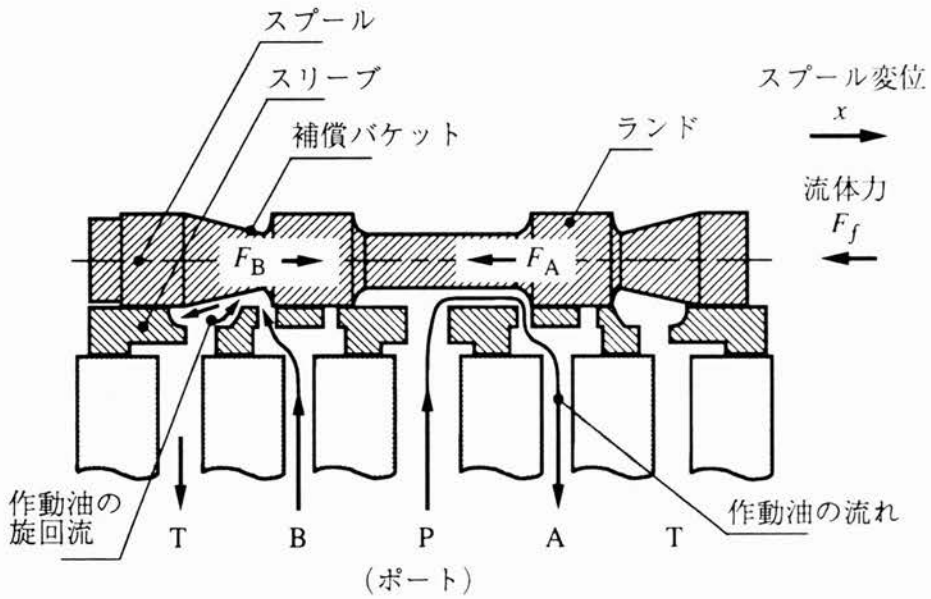
ここに、 $Q$ ：流量 [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]， $\rho$ ：作動油の密度 [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]， $\Delta P$ ：弁圧差 [ $\text{Pa}$ ]， $\theta$ ：作動油の噴出角 ( $=69^\circ$ )

式(2.29)において弁圧差 $\Delta P$ 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<sup>44)</sup>。この手法を用いた図2.36(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<sup>43)</sup>。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。



(a) 従来のスプール



(b) 改良スプール

図 2.3 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

図 2.3 7 は、供給圧力 7 MP a 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、同図中に破線で示した従来のスプールの流体力の計算値は、式 (2.2 9) 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。

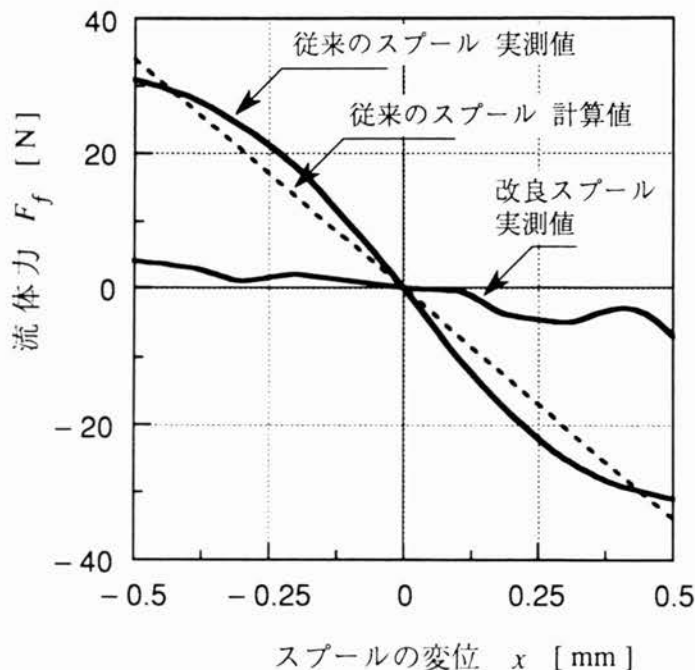


図 2.3 7 従来と改良スプールの流体力特性の比較  
(供給圧力  $P_s = 7 \text{ MP a}$ )

#### 2.4.4 LSVの総合特性

##### (1) LSVの動特性

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 MP a とした。

図 2.3 8 は、LSVの周波数応答である。同図は、スプールの変位  $\pm 0.125 \text{ mm}$  (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  $-0.9 \text{ dB}$  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 2.3 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  $P_s = 0 \text{ MPa}$  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  $90^\circ$  位相遅れ周波数は 500 Hz、この周波数におけるゲインは  $-2.5 \text{ dB}$  で高速・高応答であることを示している。

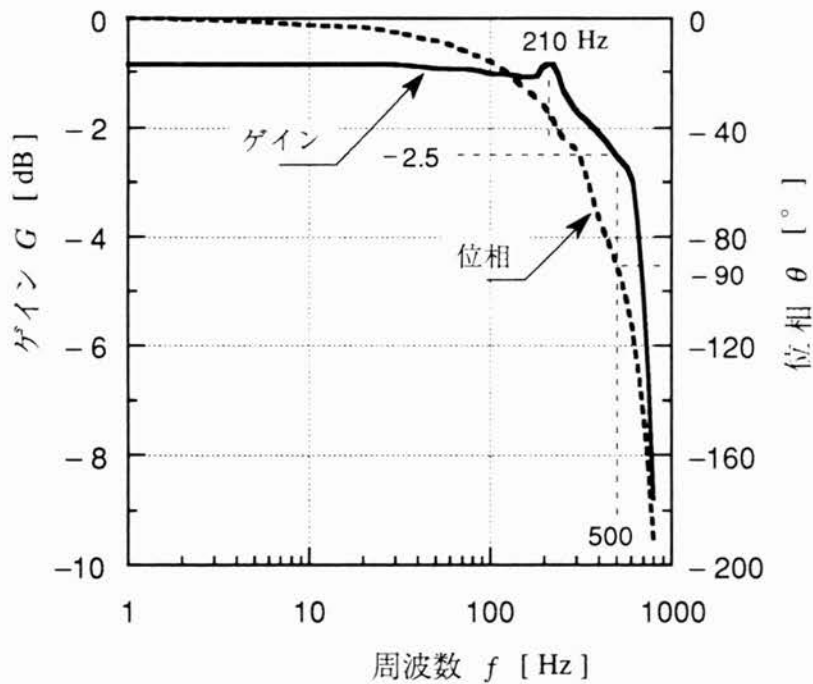


図 2.38 LSV の周波数応答  
 (供給圧力  $P_s = 7 \text{ MPa}$  ,  
 スプールの変位指令  $x_c = \pm 0.125 \text{ mm}$ )

図2.39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 m/sで最高速度0.78 m/sに達し、最大加速度は1,300 m/s<sup>2</sup>で高速・高応答である。更に、変位の整定時間は1.5 m/s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 m/s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、さらに高速・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 m/sであり、図2.35に示した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。

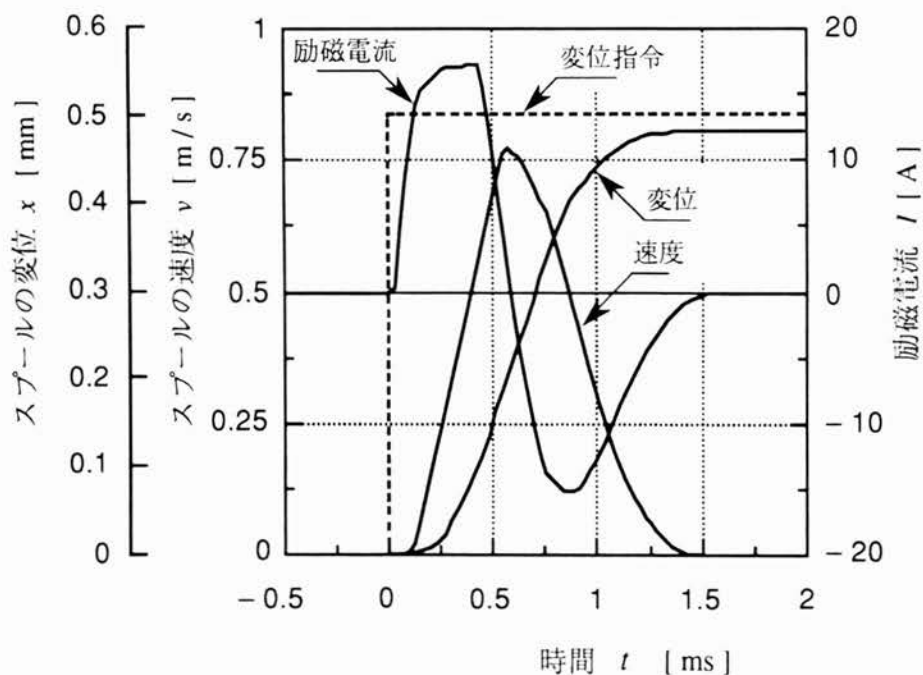


図2.39 LSVのステップ応答  
(供給圧力  $P_s = 7 \text{ MPa}$ )

図2.40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7MPa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±0.5mm（定格ストローク）で駆動周波数200Hzにおける消費電力は210Wであった。また、バルブ中立点停止時（スプールの変位指令0mm）の消費電力は1W以下であった。

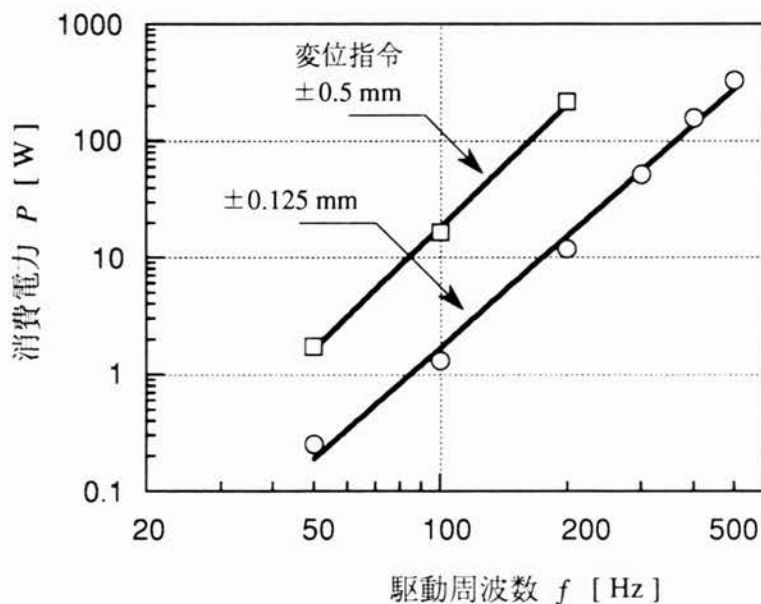


図2.40 LSVの消費電力－駆動周波数特性  
(供給圧力  $P_s = 7 \text{ MPa}$ )

## (2) LSVと従来のバルブの比較

表2.8にLSVと従来のバルブの特性比較を示す<sup>4,5)</sup>。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500Hzと300Hz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1W以下、駆動時210W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230W、駆動時140W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

表 2.8 L S V と従来の制御弁の比較

項 目		L S V	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10 ~ 数百
消費 電力 [ W ]	中立点停止時	1 以下	230	—
	駆動時	210	140	30

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 / m i n）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は、両者とも一般的に 90 % 程度<sup>46)</sup>、<sup>47)</sup>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 2.8 に示した 1.25 倍以上の値となる。

工作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、L S V 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ことがわかった。

## 2.5 まとめ

本章では、工作機械に用いるリニアモータ（LPM, 永久磁石形LSM, LDM）のサーボ化のための制御回路とサーボ化した場合の静推力特性、サーボ化するために必要なセンサについて検討し、以下の結果を得た。

LPMのサーボ化に関しては、次の成果が得られた。

- 1) LPMのサーボ制御回路を示し、サーボ化した場合の静推力特性について述べた。
- 2) LPMの二次側極歯をダイレクトセンシングするセンサの分類と特徴を示した。そして、つづら折れコイルを用いたセンサの構成方法とその特性について述べた。つづら折れ位置センサの磁極ピッチ内の位置検出精度は、 $20\mu\text{m}$ であった。また、可動子の可動範囲 $800\text{mm}$ における位置検出精度は、 $70\mu\text{m}$ となった。この値は、二次側の加工精度と一致した。
- 3) LPMの永久磁石および励磁電流による磁束を測定し、特に励磁電流に対する励磁電流による磁束の位相遅れが顕著で $100\text{Hz}$ 以下の低い周波数においても $25$ 度以上あることがわかった。
- 4) 上記の位相遅れを補償するために励磁電流の位相補償を行った。これにより加速特性と最高速度が改善され、 $0.8\text{m/s}$ までの加速時間が位相補償を行わない場合と比較し $58\%$ に減少することを示した。

永久磁石形LSMのサーボ化に関しては、以下の成果が得られた。

- 1) 永久磁石形LSMの静推力の表現式をパーミアンス法および二次元FEMを用いて導出した。
- 2) 永久磁石の磁石幅およびテーパ長さが、静推力の高調波成分に大きな影響を与えることをFEM解析により明らかにし、静推力の高調波成分を低減する磁石寸法（ $W/\tau = 0.73$ ,  $W_t = 7\text{mm}$ ）を示した。
- 3) 上記の検討結果に基づき、最大静推力 $450\text{N}$ （ $8.8\text{A}$ ）の試作機を製作し、解析手法の妥当性を確認した。即ち、速度起電力および静推力の実測値に対するFEMおよびパーミアンス法による計算誤差は、それぞれ $10$ および $20\%$ 程度であった。
- 4) パーミアンス法による計算値は、平均静推力の実測値と一致した。パーミアンス法による静推力の計算方法は、簡便であり、永久磁石形LSMの概略設計に有用であるこ



とを示した。

LDMのサーボ化に関しては、以下の成果が得られた。

- 1) LDM形サーボモータを用いた直動型サーボバルブ(LSV)の高速・高応答化について検討した。
- 2) LSVの制御範囲 $\pm 0.5$  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則による電流力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。
- 3) 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、即ち、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。
- 4) LSVの $90^\circ$ 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。

## 第2章の参考文献

- 1) 長坂長彦：リニアパルスモータの分類と性能比較，電気学会マグネティックス研究会資料，MAG-86-33, pp. 81-90 (1986)
- 2) 中川洋・丸山利喜・林祐三・荻田充二・三輪善一郎：FDD用リニアパルスモータの開発，電気学会マグネティックス研究会資料，MAG-85-125, pp. 49-58 (1985)
- 3) 長岡二郎・北野孝昌・山浦征支郎・室伏正則・田島義守・斉藤真一：ジャケットサイズFDDへのLPMの応用，電気学会マグネティックス・リニアドライブ合同研究会資料，MAG-92-112, LD-92-28, pp. 39-47 (1992)
- 4) 赤羽佳仁：リニアパルスモータによる位置決め技術，自動化技術，Vol. 19, No. 4, pp. 67-69 (1987)
- 5) 水野勉・山田一・山本栄・和多田雅哉・張玉琛：定寸装置用リニアパルスモータ，電気学会マグネティックス研究会資料，MAG-87-145, pp. 15-25 (1987)
- 6) 水野勉・山田一・山本栄・和多田雅哉・張玉琛：リニアパルスモータの動特性の改善と板金曲げ加工機の定寸装置への応用，電気学会論文誌D，Vol. 108, No. 10, pp. 903-910 (1988)
- 7) 丸山利喜・中川洋・前田豊・荻田充二：リニアパルスモータの位置決め精度に関する一考察，電気学会マグネティックス研究会資料，MAG-86-124, pp. 61-69 (1986)
- 8) 山田一・水野勉・深海孝広・島田英輝・山本行雄・上岡重信・尾崎謙三：円筒状リニアパルスモータの推力特性，電気学会マグネティックス研究会資料，MAG-83-11, pp. 19-28 (1983)
- 9) 山本行雄・山田一：平板状永久磁石形リニアパルスモータの磁気回路と始動特性解析，電気学会論文誌B，Vol. 104, No. 5, pp. 1-8 (1984)
- 10) 見城尚志・新村佳久：ステッピングモータの基礎と応用，総合電子出版社，p. 38 (1981)
- 11) 脇若弘之・山田一・水野勉・山本栄：リニアパルスモータのスケールを検出するセンサの比較検討，電気学会マグネティックス・リニアドライブ合同研究会資料，MAG-91-31, LD-91-5, pp. 41-48 (1991)
- 12) 脇若弘之・水野勉・山本栄・山田一：つづら折れコイル形センサによるLPMの同期化とその特性，電気学会リニアドライブ研究会資料，LD-92-13, pp. 111-120 (1992)
- 13) 脇若弘之・須山伸二・水野勉・山本栄：つづら折れコイル形リニアセンサの位置検出精度の検討，電気学会リニアドライブ研究会資料，LD-92-83, pp. 27-36 (1992)

- 1 4) H. D. Chai et al. (I.B.M.) : Serial printer with linear drive, U.S.P. 40044881 (1977)
- 1 5) 若林則章：高速リニアサーボモータ，自動化技術，Vol. 14, No. 12, pp. 39-46 (1982)
- 1 6) 岡崎良太：リニアパルスモータの位置検出装置，公開特許公報 昭58-222772 (1983)
- 1 7) R. D. Welburn (Motometrics Co.) : Linear resolver, U.S.P. 4700189 (1987)
- 1 8) 久徳千三・中川洋・前田豊・荻田充二：一軸テーブル用リニアパルスモータのサーボ制御，電気学会マグネティックス・リニアドライブ合同研究会資料，MAG-89-187, LD-89-42, pp. 35-43 (1989)
- 1 9) 長坂長彦：リニアレゾルバ，公開特許公報 昭61-187603 (1986)
- 2 0) 樋口俊郎・池田耕吉：逆起電力検出信号を用いたPM形ステップモータの閉ループ制御駆動，精密工学会誌，Vol. 55, No. 12, pp. 2197-2202 (1989)
- 2 1) 楡井雅巳・山本行雄・山田一・山浦征支郎：小型リニアパルスモータの励磁巻線を利用した磁極位置検出，電気学会論文誌D，Vol. 113-D, No. 3, pp. 387-393 (1993)
- 2 2) 横塚勉・馬場英治・斉藤眞一・室伏正則：LPMの速度起電力定数に関する一考察，電気学会論文誌D，Vol. 107-D, No. 5, pp. 642-649 (1987)
- 2 3) 山田一・水野勉・山本行雄：平板状リニアパルスモータの動推力測定方法，昭和56年度電気関係学会東海支部連合大会，No. 137 (1981)
- 2 4) Zesheng Deng, I. Boldea and S. A. Nasar: Fields in permanent magnet linear Synchronous Machines, IEEE Transactions on Magnetics, Vol. MAG-22, No. 2, pp. 107-112 (1986)
- 2 5) J. F. Eastham, R. Akmese and H. C. Lai: Optimum design of brushless tubular linear machines, IEEE Transactions on Magnetics, Vol. MAG-26, No. 5, pp. 2547-2549 (1990)
- 2 6) 海老原大樹・吉浦司：搬送システム用永久磁石形リニアパルスモータの静推力解析，電気学会論文誌D，Vol. 107, No. 2, pp. 263-270 (1987)
- 2 7) 早船一弥・正田英介：搬送システムのための永久磁石形リニア同期モータの基礎研究，電気学会論文誌D，Vol. 108-D, No. 5, pp. 485-492 (1988)
- 2 8) 牧野俊昭・平川治生・金沢宏至・宮下邦夫：LSM型リニアモータを用いたリニアフォーク装置の高速移載，計測自動制御学会論文集，Vol. 26, No. 7, pp. 114-116 (1990)
- 2 9) 水野勉・小俣均：永久磁石形LSMの静推力解析，電気学会リニアドライブ研究会資料，LD-90-28, pp. 1-11 (1990)
- 3 0) 水野勉・山田一：永久磁石形リニア同期モータの静推力特性，電気学会論文誌D，Vol. 111, No. 6, pp. 482-488 (1991)
- 3 1) 大川光吉：フェライト磁石回転機的设计，TDK，p. 142 (1984)
- 3 2) 山本行雄 監修：電磁界解析のための有限要素法，トリケップス，p. 167, (1988)
- 3 3) Tsutomu Mizuno, Hajime Yamada : Magnetic circuit analysis of a synchronous motor with

- permanent magnets, 1992 Digests of the INTERMAG Conf., GQ- 03, St. Louis (1992)
- 3 4) Tsutomu Mizuno, Hajime Yamada : Magnetic circuit analysis of a synchronous motor with permanent magnets, IEEE Transactions on Magnetics, Vol. 28, No. 5, September 1992, pp. 3027-3029 (1992)
- 3 5) 山沢克己・天野滋・桑野博明・松下俊明：最近の圧延機における油圧サーボ技術，油空圧化設計，Vol. 20, No. 12, pp. 85-91 (1982)
- 3 6) 寺門良二・中島明一・佐藤勝紀・中西恒夫・飯田芳彦：ホットストリップミル用ダウンコイラの新技术，日立評論，No. 65, pp. 13-18 (1983)
- 3 7) 辻田光大・井辻孔康・藤原洋・渡部哲也：高応答直動形サーボ弁の開発，住友重機械技報，Vol. 35, No. 104, pp. 34-38 (1987)
- 3 8) 桑野博明：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，Vol. 24, No. 4, pp. 1-7 (1984)
- 3 9) 水野勉・内藤欽志郎・安西哲也・中村明・北村利光・山田一・脇若弘之・二宮達也・関山篤蔵：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究会資料，LD-92-78, pp. 111-120 (1992)
- 4 0) 水野勉・山田一・脇若弘之：リニア直流モータを用いた高応答油圧サーボバルブ，電気学会論文誌D, Vol. 113-D, No. 8, pp. 1002-1008 (1993)
- 4 1) 中田高義・川瀬順洋・高林博文：有限要素法によるボイスコイルモータの過渡磁界解析，電気学会論文誌B，Vol. 105, No. 5, pp. 65-70 (1985)
- 4 2) 正田英介 編著：リニアドライブ技術とその応用，オーム社，pp. 14-15 (1991)
- 4 3) R. von Mises: Berechnug von ausfluss und ueberfallzahlen, Z. Ver. deut. Ingr., Vol. 61, pp. 494-495 (1917)
- 4 4) S. Y. Lee and J. F. Blackburn: Contributions to hydraulic control, 1 steady-state axial forces on control-valve pistons, Trans. ASME, Vol. 74, pp. 1005-1011 (1952)
- 4 5) 油空圧学会 編：新版 油空圧便覧，オーム社，pp. 327-338 (1989)
- 4 6) 油空圧学会 編：新版 油空圧便覧，オーム社，pp. 211-212 (1989)
- 4 7) 電気学会：電気工学ハンドブック，pp. 724-726 (1982)

## 第3章 工作機械におけるリニアモータの支持機構

### 3.1 はじめに

リニアモータの支持機構を考慮する際、最も大きな課題は、連続的に運動する可動子のギャップを長期間安定して保持しなければならないことである。リニアモータの支持機構がリニアドライブシステムの性能を決定する一要因であり、また寿命の観点からも支持機構の検討が必要である。

工作機械の支持機構は、工作物の加工精度を決定するため特別な配慮がなされている。工作機械に用いられているすべり軸受の「きさげ作業」<sup>1)</sup>はその代表例と言えよう。

図3.1はリニアモータの支持機構に作用する荷重である。同図に示すようにリニアモータの支持機構には垂直力と変動荷重および自重が作用する。変動荷重は支持機構自身が発生するものと外部から作用するものに大別される。外部から作用する変動荷重は工作機械の加工時に生ずる反力などである。

リニアモータの支持機構を選定する場合、支持機構に作用する荷重の大きさや、変動する荷重の周波数を考慮して選定する必要がある。

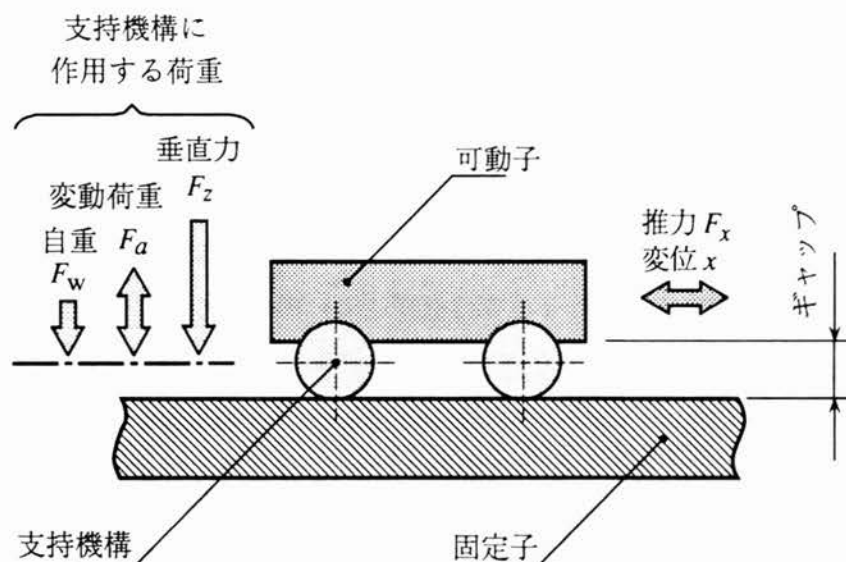


図3.1 リニアモータの支持機構に作用する荷重

本章では、まずリニアモータに用いる支持機構の分類と特徴を整理する。そして、リニアモータの支持機構として用いる場合の留意点について述べる。

次に、LSM形サーボモータの支持機構に用いたボール循環式直線軸受に作用する荷重を明らかにした後、直線軸受の走行実験から高速駆動における直線軸受の寿命について考察する。

更に、平面研削盤に用いたLPMの2種類の支持機構（ボール循環式直線軸受と円筒ころ軸受）が研削特性に与える影響について検討し、リニアモータの特性と支持機構が工作機械の加工精度に与える影響について考察する。

## 3.2 リニアモータの支持機構の分類と特徴

### 3.2.1 支持機構への要求

リニアモータの支持機構には、一般的に以下のことが要求されている<sup>2),3),4)</sup>。

- 1) 寿命が長いこと
- 2) 小型で、かつ剛性や負荷容量が大きいこと
- 3) 振動・騒音を発生しないこと
- 4) 摩耗が少なく、また潤滑剤などの発塵が少ないこと
- 5) 発熱が少ないこと
- 6) 摩擦係数が小さいこと
- 7) ステックスリップ現象が小さいこと
- 8) 直線運動の精度が高いこと
- 9) 耐衝撃性、耐薬品性、耐疲労特性、耐振動摩耗性があること
- 10) 成形、組立しやすいこと

これらすべての特性を満足するような支持機構は無いので、リニアモータの種類や構造に応じて適切な支持機構を選定することになる。

### 3.2.2 支持機構の分類と特徴

表3.1は、リニアモータの支持機構の分類と特徴である<sup>2)</sup>。同表に示したように、支持機構はすべり軸受、転がり軸受と磁気浮上に大別される<sup>5)</sup>。またすべり軸受は、境界潤滑と流体潤滑に分類され、転がり軸受は、非循環式、循環式と回転式に細分化される。

すべり軸受の境界潤滑方式は、工作機械の支持機構として最も古い歴史を持っており、V-平構造やV-V構造などが採用されている<sup>6)</sup>。この軸受は、負荷容量（支持機構が単位面積当たり支持できる最大の力）が大きいことが特徴で、焼入れ鋼とPbめっき・銀のすべりの最大許容負荷は $4\text{ kN/cm}^2$ 、鋼と鋳鉄の場合 $600\text{ N/cm}^2$ である<sup>7)</sup>。また、他の支持機構と比較して剛性が大きいことも利点である<sup>8)</sup>。しかし、摩耗やスティックスリップ現象があることが欠点である。工作機械で用いられている境界潤滑方式では、これらの欠点を回避するために軸受に作用する面圧は $10\text{ N/cm}^2$ 以下で使用されている<sup>9)</sup>。

更に、摩擦係数は $0.2\sim 0.3$ <sup>6)</sup>であり、他の支持機構と比較して大きなことも欠点である。リニアモータの垂直力は静推力の10倍程度であると言われており、摩擦係数の大きなすべり軸受を片側式リニアモータに採用することは困難である。更に、最大速度は $1\text{ m/s}$ 程度<sup>10)</sup>と高速駆動は困難で、潤滑油の管理などの問題点もある。

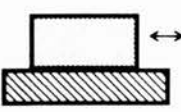
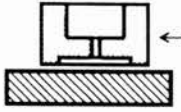
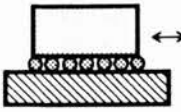
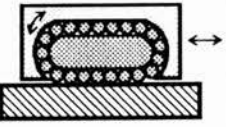
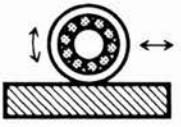
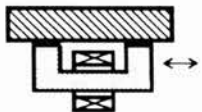
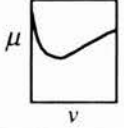
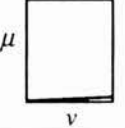
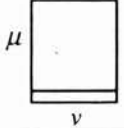
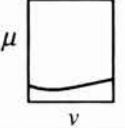
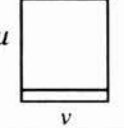
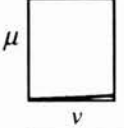
その他のすべり軸受として、高分子材料（フェノール樹脂、ポリアミド樹脂、フッ素樹脂など）を用いた無潤滑方式などがある<sup>11)</sup>。

LPMとLOA（Linear Oscillatory Actuator、リニア振動アクチュエータ）にすべり軸受が用いられた例がある<sup>12), 13), 14)</sup>。これらは、いずれも円筒構造とすることですべり軸受に作用する垂直力を軽減する構造となっている。LPMの場合、可動子（鉄）とフッ素樹脂とのすべりを、またLOAでは可動子（鉄）と真鍮とのすべりを利用している。

すべり軸受の中の流体潤滑は非接触支持方式であるため、高寿命化が期待できる。支持方式として静圧方式と動圧方式があり、媒体には空気や油が用いられる。静圧方式では、エアコンプレッサや油圧ポンプが必要である。空気を媒体とする静圧空気軸受の負荷容量は供給圧力の0.25倍が目安であり、供給圧力が $0.5\text{ MPa}$ の場合、負荷容量は $12.5\text{ N/cm}^2$ が得られる<sup>15)</sup>。また、空気軸受の剛性は $40\sim 186\text{ MN/m}$ が得られている<sup>15), 16)</sup>。更に摩擦係数は非常に小さく $10^{-6}\sim 10^{-7}$ 程度である<sup>8)</sup>。

静圧空気軸受は、自動製図機のLPMの支持機構に用いられた例や<sup>17)</sup>、クリーンな特性を有することから、半導体ウエハの位置決め装置に用いられるLDM形サーボモータ<sup>18)</sup>やLSM形サーボモータ<sup>19)</sup>の支持機構として採用されている。

表3.1 リニアモータの支持機構の種類と特徴

項目	すべり軸受		転がり軸受			磁気浮上 (常伝導, 超伝導) 吸引, 反発方式
	境界潤滑	流体潤滑 (媒体: 空気, 油) 静圧, 動圧方式	非循環式	循環式	回転式	
構造						
ストローク	~ ∞	~ ∞	短い	~ ∞	~ ∞	~ ∞
負荷容量	大 (~4 kN/cm <sup>2</sup> ) <sup>7)</sup>	小 (12.5 N/cm <sup>2</sup> 媒体: 空気) <sup>15)</sup>	中	中	中 (200~450 N/cm <sup>2</sup> ) <sup>8)</sup>	小 (40 N/cm <sup>2</sup> )
剛性	大	小 (40~186 MN/m 媒体: 空気) <sup>15), 16)</sup>	大	大	大	小 (20 MN/m) <sup>26)</sup>
摩擦係数	大 (0.2~0.3) <sup>6)</sup> 	小 (10 <sup>-6</sup> ~10 <sup>-7</sup> ) <sup>8)</sup> 	中 (0.001~0.01) 	中 (0.001~0.01) 	中 (0.001~0.01) <sup>20)</sup> 	小 
潤滑剤	油	空気, 油	油, グリース	油, グリース	油, グリース	必要無い
メンテナンス	×	◎ (空気)	○	○	○	◎
高速性	×	◎	×	○	○	◎
直線運動の精度	○	◎	○	○	○	○
リニアモータへの 応用の問題点	摩擦係数が高い	負荷容量, 剛性が小さい	長ストローク 困難	転動するボール, ころの振動と騒音	転動するボール, ころの振動と騒音	負荷容量, 剛性が小さい

(注) ◎:非常に良い ○:良い ×:悪い



転がり軸受は、非循環式、循環式と回転式に分類される。負荷容量はいずれの方式も中程度であり、回転式では $200 \sim 450 \text{ N/cm}^2$ の範囲にある<sup>8)</sup>。また、剛性は大きく、摩擦係数は $0.001 \sim 0.01$ の範囲にある<sup>20)</sup>。

転がり軸受は、摩擦係数が小さい、剛性が大きい、組立が容易などの理由から最も多くリニアモータに採用されているが、転動するボールやころに作用する荷重変化が振動・騒音の発生原因となることがあるため注意を要する。

非循環式の転がり軸受がFDD用LPM<sup>21)</sup>の支持機構の小型化のために用いられたことがある。また、LPMの支持機構に循環式転がり軸受を用いた例<sup>22)</sup>や、LSM形サーボモータの支持機構に循環式転がり軸受を用いて、変位 $\pm 100 \text{ nm}$ 以下で転がり軸受がばね特性を有することを利用してナノメートル位置決めを実現した例がある<sup>23)</sup>。更に、回転式転がり軸受は、著者が行なったLPM形サーボモータ<sup>24)</sup>への採用などがある。

磁気浮上は、常伝導電磁石と強磁性体との間に働く吸引力を利用する方式(EMS, electromagnetic suspension)や、超伝導磁石と金属導体との間に働く反発力および吸引力を利用する方式(EDS, electrodynamic suspension)、永久磁石と永久磁石の同極間の反発力を利用する方式などがある<sup>25)</sup>。

常伝導電磁石と強磁性体との間に働く磁気吸引力は、ギャップの磁束密度 $1 \text{ T}$ に対して約 $40 \text{ N/cm}^2$ であり、すべり軸受や転がり軸受と比較して負荷容量が小さい。また、剛性も他の支持機構と比較して小さい。一例として、超真空中で用いる磁気浮上案内機構では $20 \text{ MN/m}$ の剛性が得られている<sup>26)</sup>。

更に、磁気浮上支持方式の摩擦は、使用材料の磁気ヒステリシス損とうず電流損および風損によって生ずる。松村らの磁気軸受(回転形)の実験結果<sup>27)</sup>によれば、回転速度に無関係に一定の値を示す制動トルクは $6.2 \times 10^{-5} \text{ Nm}$ 、回転速度の1乗と2乗に比例する制動トルクの比例定数は、それぞれ $3.15 \times 10^{-7} \text{ Nm s}$ と $5.15 \times 10^{-11} \text{ Nm s}^2$ と小さな値であることが報告されている。

磁気浮上の応用例として、EMS方式ではクリーンルーム内での搬送装置<sup>28)</sup>や、EDS方式ではJRグループが中心となって開発しているリニアモーターカー<sup>29)</sup>がある。

表3.1に示した支持機構の他に、板ばねをLDMの支持機構に用いた例がある<sup>30), 31)</sup>。更に、リニアモータの支持機構が他の機能を有する例として、本研究に用いたLSV<sup>32)</sup>がある。LSVのスプールとスリーブは、LDM形サーボモータの支持機構と作動油の流量制御の2つの機能を同時に備えている。

### 3.3 LSM形サーボモータにおける直線軸受の軸受特性

リニアモータの支持機構を考慮する際、最も大きな課題は、連続的に運動する可動子のエアギャップを長期間安定して保持しなければならないことである。支持機構がリニアドライブシステムの性能を決定づける一要因であり、また寿命の観点からも支持機構の検討が必要である。

リニアモータに用いる支持機構の寿命に関する研究は極めて少なく、著者が行なったLSM形サーボモータに用いた循環式直線軸受の寿命の検討<sup>3.3), 3.4)</sup>や、山田らのLPMを用いた人工心臓用アクチュエータに用いた直線軸受の寿命実験<sup>3.5)</sup>などがある程度で、リニアモータの支持機構の寿命に関する検討は十分なされていない。

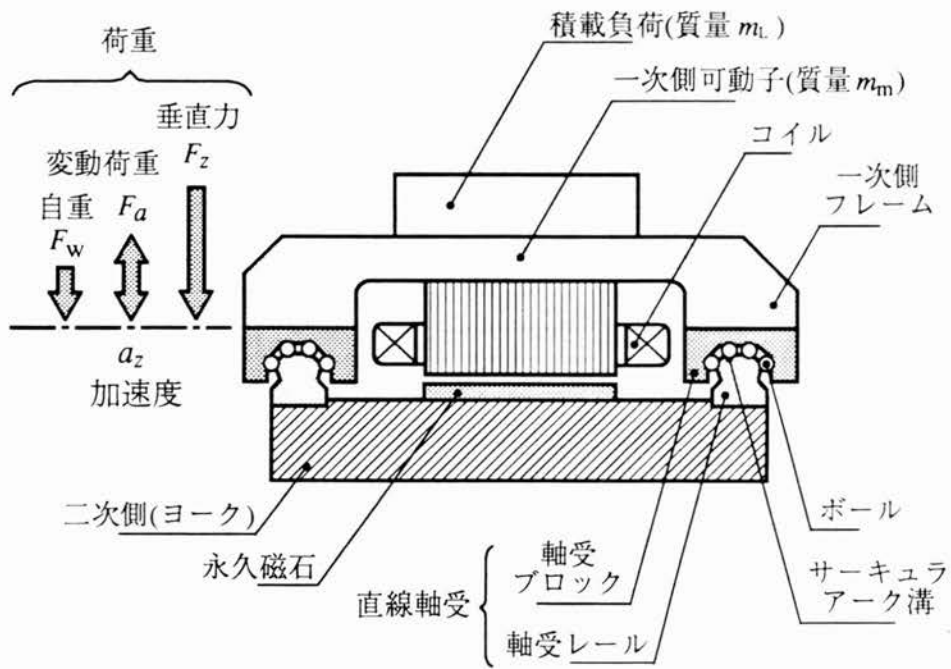
本節では、リニアモータの支持機構として直線軸受を使用する場合の留意点について述べ、更に走行実験を行った結果について考察したもので、以下の項目を明かにしようとするものである。

- 1) LSM形サーボモータの垂直力特性について、実測とFEMによる解析の両面から検討する。
- 2) 直線軸受に作用する加速度を測定することで、直線軸受に加わる変動荷重を明確にする。
- 3) 直線軸受の走行実験を行ない、経験的に得られている荷重係数を用いた軸受寿命の計算値と、実走行距離を比較することで荷重係数について検討する。

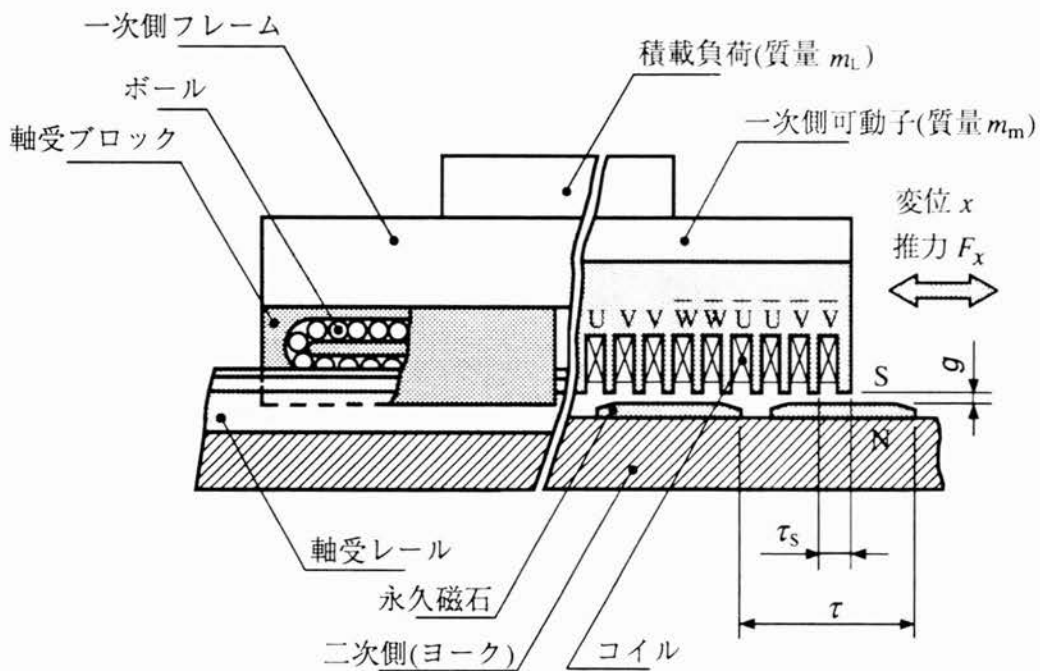
#### 3.3.1 直線軸受に作用する荷重と定格寿命

図3.2は、本研究に用いたLSM形サーボモータの構造と直線軸受に作用する荷重である。図(a)は永久磁石形LSMの正面図で、図(b)は側面図である。一次側は可動子で、電磁鋼板が積層された電機子鉄心に分布巻かれた三相巻線が施されおり、6極構造となっている。二次側(固定子)のヨークには、一次側と対面する面がN、S交互になるように永久磁石が配置されている。

直線軸受はボール循環式直線軸受で、軸受ブロックと軸受レールから構成されている。同図中に示すように直線軸受には、リニアモータの垂直力 $F_z$ と変動荷重 $F_a$ および自重 $F_w$ が作用する。変動荷重は、直線軸受に外部から作用するものと直線軸受自身が発生するものに



(a) 正面図



(b) 側面図

図3.2 LSM形サーボモータの構造と直線軸受に作用する荷重

大別される。本節では、直線軸受自身が発生する変動荷重について着目している。直線軸受自身が発生する変動荷重は、転動するボールが軸受ブロックと軸受レール間のサーキュラーク溝を通過するとき、ボールに作用する荷重が変化することによって生ずる。この変動荷重は、加速度  $a_z$  を発生させる。

変動荷重の最大値  $F_a$  および自重  $F_w$  は、それぞれ次式から求めることができる。

$$F_a = (m_m + m_L) \times a_z \quad [\text{N}] \text{-----} (3.1)$$

$$F_w = (m_m + m_L) \times a_g \quad [\text{N}] \text{-----} (3.2)$$

ここに、 $m_m$ 、 $m_L$ ：可動子質量と積載質量 [k g]， $a_z$ ：軸受に作用する加速度の最大値 [m/s<sup>2</sup>]， $a_g$ ：重力加速度 (= 9.8 m/s<sup>2</sup>)

図 3.2 に示したように、2本の軸受レール上に配置された4個の軸受ブロックで荷重を受ける場合、軸受ブロック1個当りに作用する荷重  $P_m$  と直線軸受の定格寿命  $L_b$  は、次式で与えられている<sup>36)</sup>。

$$P_m = (F_z + F_a + F_w) / 4 \quad [\text{N}] \text{-----} (3.3)$$

$$L_b = 50 \left( \frac{f_c C}{f_w P_m} \right)^3 \quad [\text{km}] \text{-----} (3.4)$$

ここに、 $C$ ：直線軸受の基本動定格荷重 [N]， $f_c$ ：接触係数， $f_w$ ：荷重係数

上式において、基本動定格荷重  $C$  は、1個の軸受ブロックで運転したとき、直線軸受の定格寿命が  $L_b = 50$  km となるような、大きさの変動しない荷重のことである。また、接触係数は1本の軸受レール内に2個の軸受ブロックを近接して配置する場合の補正係数で  $f_c = 0.81$  である。更に、荷重係数  $f_w$  は、変動荷重が正確に求められない場合に用いる補正係数で、経験的に1～3.5の範囲にあり、移動速度 2 m/s 以上では  $f_w = 3$  とされている<sup>36)</sup>。

L SM形サーボモータには大きな推力が要求され、また直線軸受の耐久性の観点から、軸受に作用する垂直力が小さく、かつ励磁電流の変化と一次側の移動に伴う垂直力の変動も少ないことが望ましい。

ギャップの長さを大きくすることで垂直力を軽減することができるが、これに伴い推力も減少する。そこで表 3.2 の L SM形サーボモータの仕様に示したように、ギャップの長さを 0.7～1.1 mm および式 (2.16) に示した励磁電流を 0～8.8 A の範囲で変化させ、ギャップの長さ と 励磁電流 が 静推力 および 垂直力 に 与える 影響 について 検討する。

表3.2 LSM形サーボモータの仕様

項 目		記号	数 値	
一次側 (固定子)	相数	$m$	3	相
	極数	$P$	6	極
	コイル巻数	$N$	216	回/相
	スロットピッチ	$\tau_s$	6.667	mm
	電機子鉄心の積層厚さ	$L$	68	mm
	電機子鉄心の長さ	$l$	243	mm
二次側 (固定子)	ポールピッチ	$\tau$	40	mm
	磁石の厚さ	$H$	3	mm
	磁石幅	$W$	34	mm
ギャップの長さ		$g$	0.7~1.1 mm	

### 3.3.2 LSM形サーボモータの垂直力特性

#### (1) 平均静推力と垂直力の解析

静推力  $F_x$  は、式(2.28)に示したように二次元非線形場のFEM(ベクトルポテンシャル法)を用いて導出される<sup>37),38)</sup>。ギャップの長さを変えた場合の推力と垂直力の関係を明確にするために平均静推力  $\bar{F}_x$  を下式で定義する。

$$\bar{F}_x = (F_{\max} + F_{\min}) / 2 \quad [\text{N}] \text{-----}(3.5)$$

ここに、 $F_{\max}$ ：静推力  $F_x$  の最大値 [N]， $F_{\min}$ ：静推力  $F_x$  の最小値 [N]

垂直力  $F_z$  は、可動子全体を含む領域で、FEMを用いてギャップの磁束分布を求め、次にマクスウェルの応力法で計算した<sup>39),40)</sup>。

#### (2) 垂直力特性

LSM形サーボモータには大きな推力が要求され、また直線軸受の耐久性の観点から、軸受に作用する垂直力が小さく、かつ励磁電流の変化および可動子の移動に伴う垂直力の変動も少ないことが望ましい。垂直力の変動は、軸受に衝撃として作用し軸受の寿命を低下させる要因の一つであるため<sup>41)</sup>、垂直力の大きさとその変動を求めておくことは重要なことで

ある。ギャップの長さを大きくすることで垂直力を軽減できるが、推力も減少してしまう。そこで、以下に示す項目に対して検討を行なった。

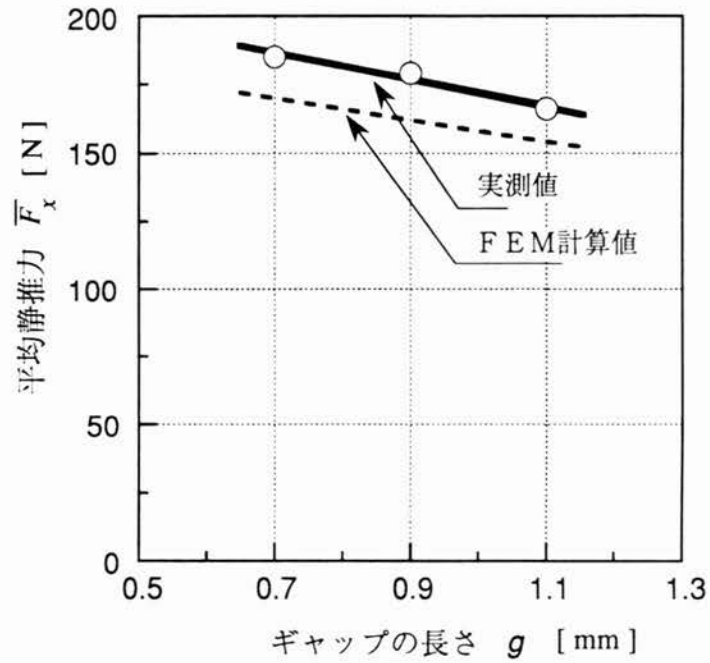
- 1) 平均静推力と垂直力のギャップ依存性
- 2) 励磁電流と一次側可動子の変位に対する垂直力の変化

図3.3は、平均静推力と垂直力のギャップ依存性である。図(a)は、励磁電流 $I = 3.5\text{ A}$ における平均静推力のギャップ依存性である。同図中に示した平均静推力の実測値は、ギャップの長さに反比例している。FEMによる計算値は、まず式(2.28)により静推力を求め、次に式(3.5)で平均静推力を求めたものである。FEM計算値の計算誤差は、実測値に対して8%となった。

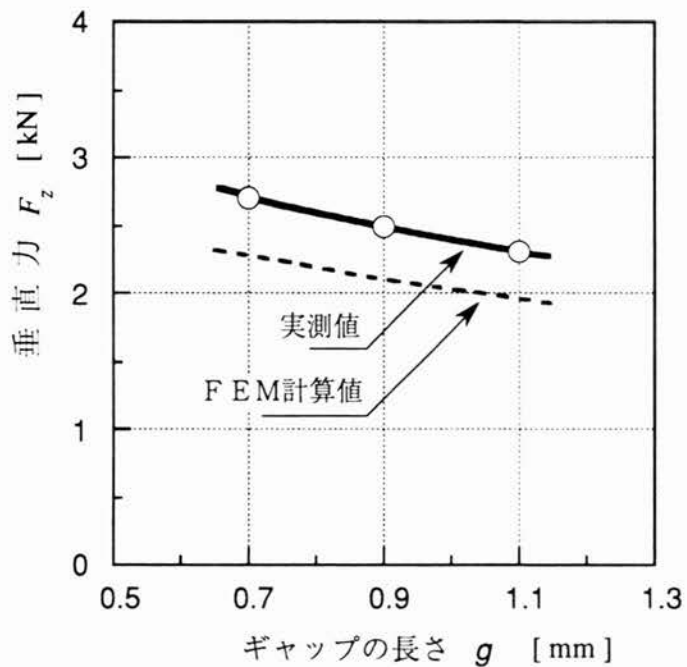
図3.3(b)は励磁電流 $I = 0\text{ A}$ 、変位 $x = 0\text{ mm}$ における垂直力のギャップ依存性である。垂直力の実測値は、ギャップの長さの二乗に反比例している。FEM計算値はマクスウェルの応力法で求めたもので、計算誤差は実測値に対して20%となった。垂直力の計算誤差が大きくなったのは、一次側の側面からの漏れ磁束を考慮していないためであると考えられる。

図3.4はギャップの長さ $g = 0.7\text{ mm}$ における垂直力の励磁電流と変位依存性である。図(a)は、垂直力の励磁電流依存性で、垂直力は励磁電流に比例して増加し、電流を $0\text{ A}$ から $8.8\text{ A}$ に変化させることで垂直力は、 $2.7\text{ kN}$ から $2.9\text{ kN}$ に約7%増加した。励磁電流 $8.8\text{ A}$ における平均静推力は $450\text{ N}$ で<sup>38)</sup>、垂直力は静推力の6.4倍となった。

図3.4(b)は、励磁電流 $8.8\text{ A}$ における垂直力の変位依存性である。同図は、変位によらず垂直力は $2.9\text{ kN}$ と一定であることを示している。また、図3.4に示したFEM計算値の計算誤差は約20%となった。

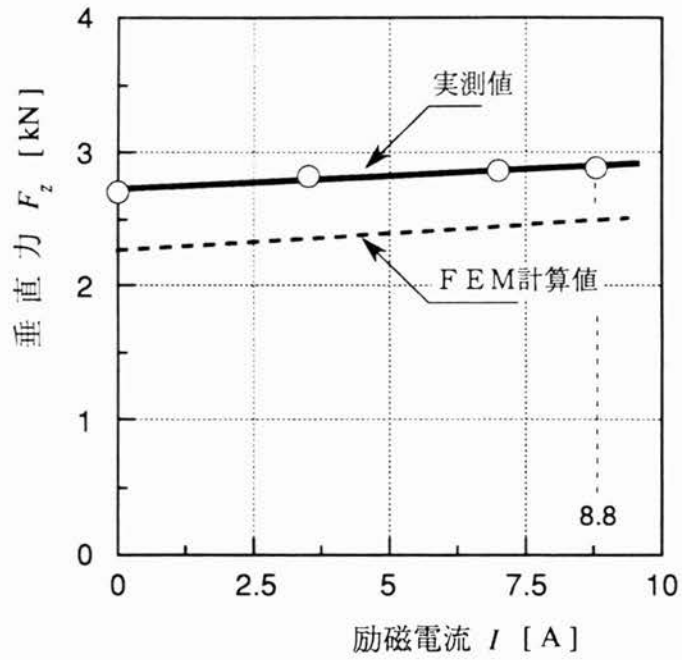


(a) 平均静推力のギャップ依存性  
(励磁電流  $I = 3.5$  A)

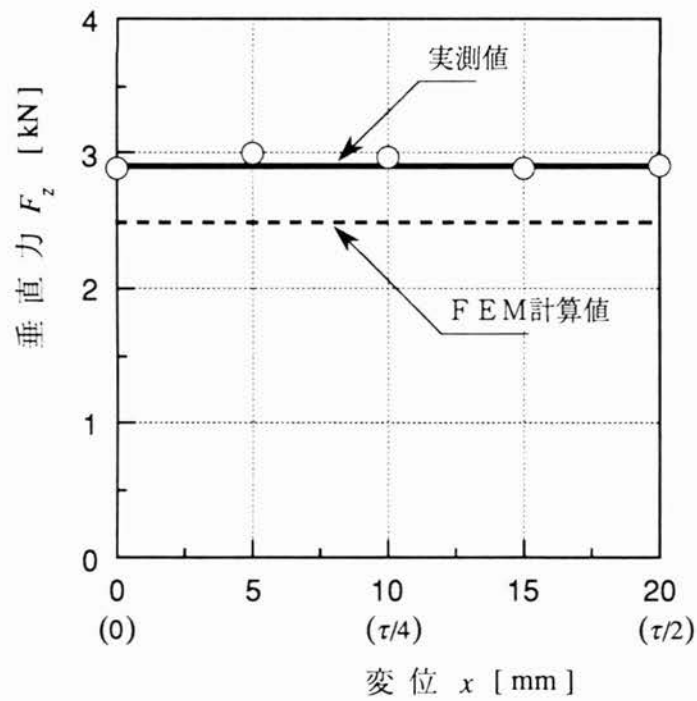


(b) 垂直力のギャップ依存性  
(励磁電流  $I = 0$  A, 変位  $x = 0$  mm)

図 3.3 LSM形サーボモータの平均静推力と垂直力のギャップ依存性



(a) 垂直力の励磁電流依存性  
(変位  $x = 0$  mm)



(b) 垂直力の変位依存性  
(励磁電流  $I = 8.8$  A)

図3.4 LSM形サーボモータの垂直力の励磁電流と変位依存性  
(ギャップの長さ  $g = 0.7$  mm)



### 3.3.3 直線軸受に作用する荷重と走行実験

#### (1) 直線軸受に作用する変動荷重

L S M形サーボモータに用いた直線軸受の仕様を表3.3に示す<sup>3 6)</sup>。この直線軸受はボール循環式直線軸受で、基本動定格荷重は1 2.5 k N、軸受に用いられているボールの直径は3.1 7 5 mmである。

表3.3 L S M形サーボモータに用いた  
直線軸受の仕様

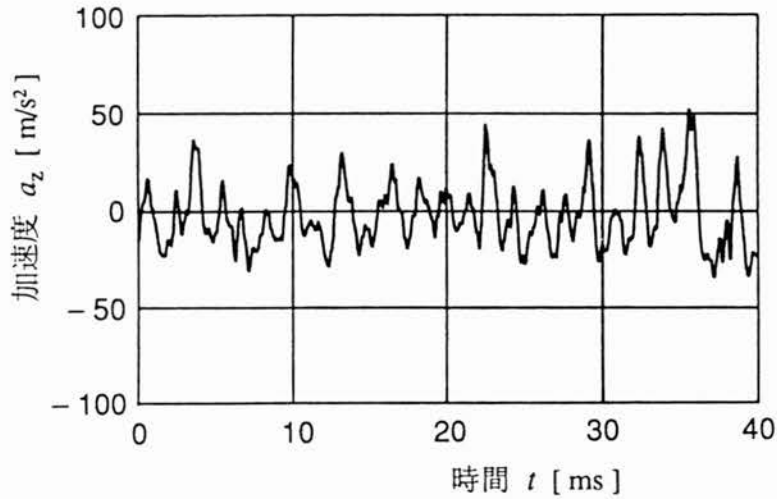
項 目	記 号	数 値
基本動定格荷重	C	12.5 kN
基本静定格荷重	C <sub>0</sub>	25.2 kN
ボールの直径	d <sub>b</sub>	3.175 mm

垂直力の変動と直線軸受自身が発生する変動荷重を明確にするために直線軸受に作用する加速度を測定した。

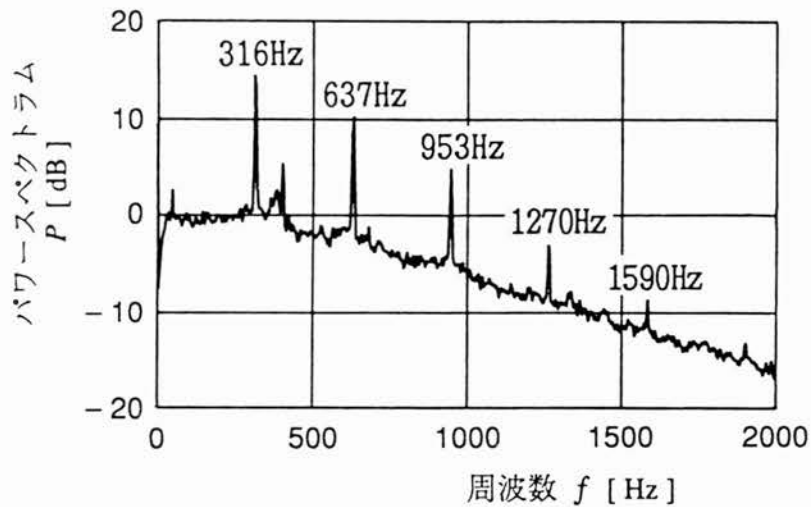
図3.5は、一次側可動子を速度2 m/sで駆動した場合の直線軸受に作用する加速度の実測値である。これは、軸受ブロックの真上の一次側フレームに加速度ピックアップを瞬間接着材で固定し、垂直力方向の加速度を測定したものである。このときのギャップの長さは0.7 mmである。

図3.5 (a)は加速度波形で、その最大値は5 0 m/s<sup>2</sup>以上にも達している。同図 (b)は、加速度のパワースペクトラムである。加速度のパワースペクトラムは、周波数3 1 6 H zの成分が最も大きく、またこの周波数の高調波が主な成分となっている。更に、加速度の基本波周波数は、転動するボールが軸受ブロックと軸受レール間のサーキュラーク溝 (図3.2参照)を通過する時に、ボールに作用する荷重が変化することで発生する振動の周波数3 1 5 H zと一致する。このことから垂直力方向の加速度は、直線軸受が発生するものであることがわかった。

なお、ポールピッチ $\tau = 40\text{ mm}$ およびスロットピッチ $\tau_s = 6.667\text{ mm}$ に起因する垂直力の変動成分、即ち周波数 $50$ と $300\text{ Hz}$ の加速度の成分は少ない。このことは、図3.4に示したように、一次側可動子の変位による垂直力の変動が少ないことを裏付けている。



(a) 加速度波形



(b) 加速度のパワースペクトラム

図3.5 L S M形サーボモータに用いた直線軸受に作用する加速度  
(ギャップの長さ  $g = 0.7\text{ mm}$ )

表3.4は、直線軸受に作用する荷重である。変動荷重の最大値 $F_a$ は、式(3.1)に可動子質量と積載質量の和22kgおよび直線軸受に作用する加速度の最大値 $50\text{ m/s}^2$ を代入して求めた。同表に示すように、直線軸受自身が発生する変動荷重の最大値は1.1kNで、垂直力2.9kN(励磁電流8.8A)に対して38%と大きな値となった。

表3.4 LSM形サーボモータの直線軸受に作用する荷重

項目	記号	数値
垂直力	$F_z$	2.9 kN
変動荷重	$F_a$	1.1 kN
自重	$F_w$	0.2 kN

## (2) 直線軸受の走行実験

図3.6は直線軸受の走行実験に用いた速度パターンである。加速度 $10\text{ m/s}^2$ 、最高速度 $2\text{ m/s}$ 、1サイクルの移動距離1.6m、1サイクル2.8秒の駆動を行った。

また、走行実験は室温 $25\text{ }^\circ\text{C}$ の恒温室でゴミが軸受に作用しない良好な環境条件で実施した。走行距離500km毎にグリース<sup>42)</sup>を軸受に給油し、LSMの速度波形、励磁電流波形を測定した。約1年間の連続運転を実施し、16,000kmの走行実験を行った結果、

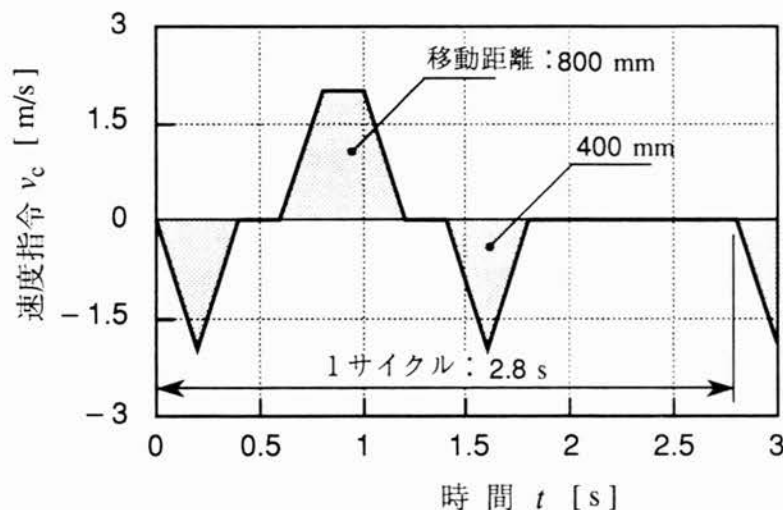


図3.6 走行実験に用いたLSM形サーボモータの速度パターン  
(加速度： $10\text{ m/s}^2$ 、最高速度： $2\text{ m/s}$ )

これら測定値の変化および軸受の剥離現象は認められず、実用上まだ耐久性があることを確認した。

図3.7は、荷重係数に依存する直線軸受の定格寿命の計算値である。同図中に示した「変動荷重を考慮」は、表3.4に示した直線軸受に作用する荷重を式(3.4)に代入して求めた。また、「変動荷重を考慮しない」は、変動荷重の最大値を $F_a = 0$  N、即ち垂直力と自重だけから算出したものである。

リニアモータの設計時に変動荷重を正確に算出することは困難であるから、図3.7の「変動荷重を考慮しない」に示した特性を用いて直線軸受の定格寿命を推定することになる。この場合、移動速度2 m/sで経験的に得られている荷重係数 $f_w = 3$ <sup>36)</sup>を用いると定格寿命の計算値は4,100 kmとなった。しかし、走行実験によれば直線軸受の定格寿命は、16,000 km以上である。この走行距離は、荷重係数の経験値 $f_w = 3$ を用いた定格寿命計算値4,100 kmの3.9倍である。また、図3.7中に示したように、走行距離16,000 kmは、荷重係数1.9に相当する。

更に、図3.7の「変動荷重を考慮」に示した直線軸受の定格寿命の計算値では、走行距離16,000 kmは、荷重係数1.4となった。

このように、経験的に得られている荷重係数を用いると直線軸受の定格寿命の計算値が大きな範囲にばらつくことになる。従って、今後はこの荷重係数の再検討が必要となろう。

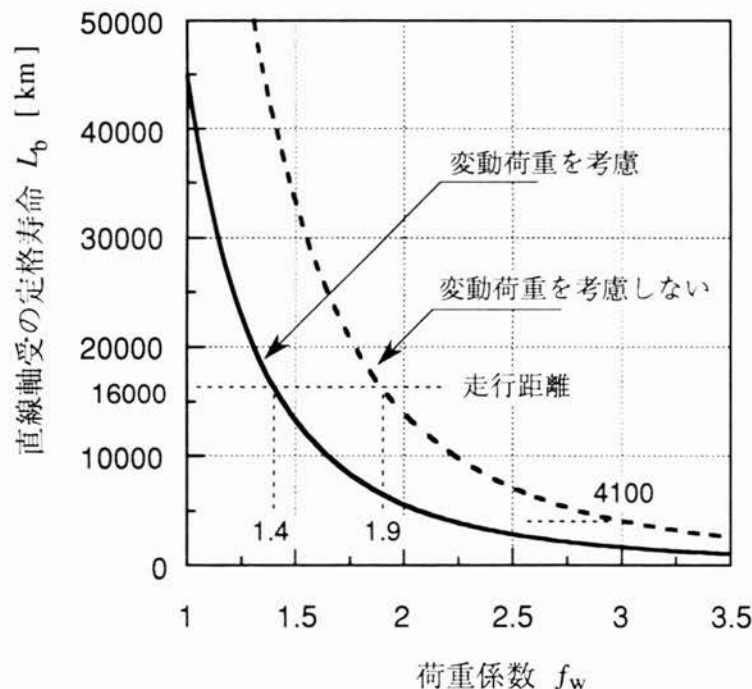


図3.7 荷重係数に依存する直線軸受の定格寿命の計算値

### 3.4 研削盤における支持機構が研削特性に与える影響

工作機械では、支持機構が加工精度を決定する一要因であるため特に注意がなされている。従来から用いられているボールねじと回転形サーボモータを用いた送り機構は、直線案内支持機構に与える悪影響は少ない。ところが、工作機械の高精度化や高速化のためにリニアモータを送り機構に採用する場合、リニアモータの垂直力が支持機構に直接作用するため、垂直力と支持機構について十分検討する必要がある。

研削盤においても加工時間の短縮、即ち単位時間当りの研削量の増大を図るために、クリープフィード、高速プランジ加工の要求が高くなっている<sup>43)</sup>。従来の研削盤の送り機構には、油圧駆動や回転形モータと回転/直線運動変換機構が使用されている。リニアモータを研削盤の送り機構に用いることで高速送りが可能となるため、単位時間当りの研削量を大きくすることが可能で生産性の向上が期待できる。

本節では、平面研削盤に装着したLPM駆動による研削面の観点からリニアモータの支持機構について検討する。LPMの支持機構に2種類の支持機構、即ちボール循環式直線軸受と円筒ころ軸受を用いた場合の研削特性を比較することで工作機械におけるリニアモータの支持機構について考察する。

#### 3.4.1 研削盤に用いたLPMの構造と制御回路

##### (1) LPMを装着した研削盤

図3.8はLPMを装着した平面研削盤の構造である。平面研削盤は、4つの駆動軸から構成されている。即ち同図中に示したように、といしの回転軸、といしを非研削材の方向に移動させて切込みを行なう切込み軸、テーブルの左右駆動軸およびテーブルの前後送り軸である。本研究では、LPMを左右の送り軸に用いた。LPMは、図2.1に示したハイブリッド形二相四極構造で、一次側が固定子、二次側が可動子となっている。可動子の上部にはマグネットチャックが装着されており、被研削材を固定することができる。なお、切込みとテーブルの前後方向送りは、実験機の送り機構を用いてハンドルの操作により手動で行なった。

図3.9にLPMを装着した平面研削盤の外観を示す。テーブルの上部にLPMが装着されている。

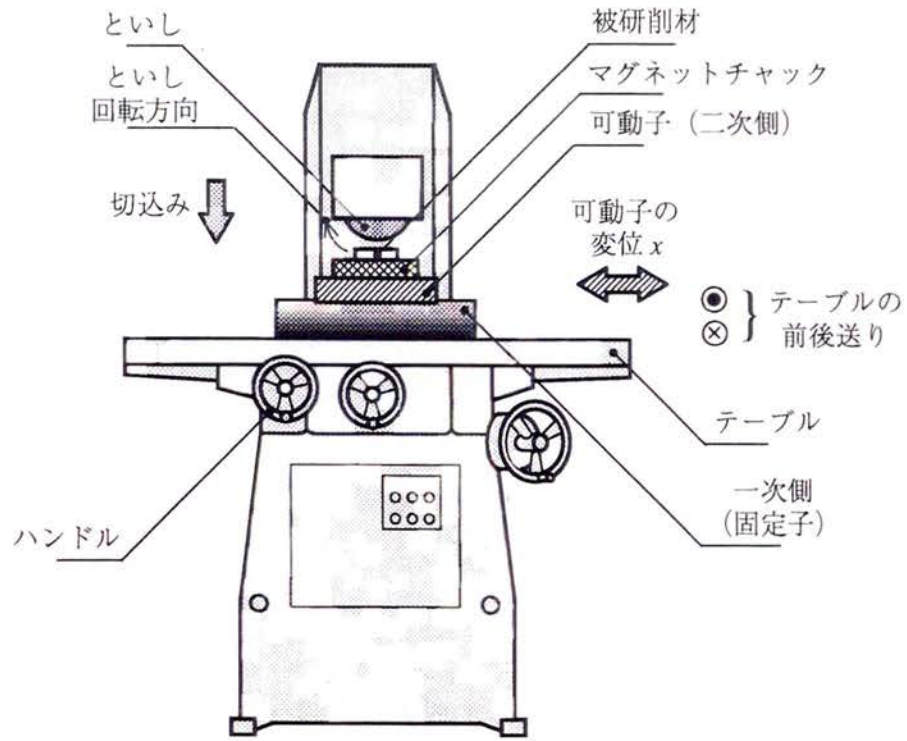


図 3.8 LPMを装着した平面研削盤の構造

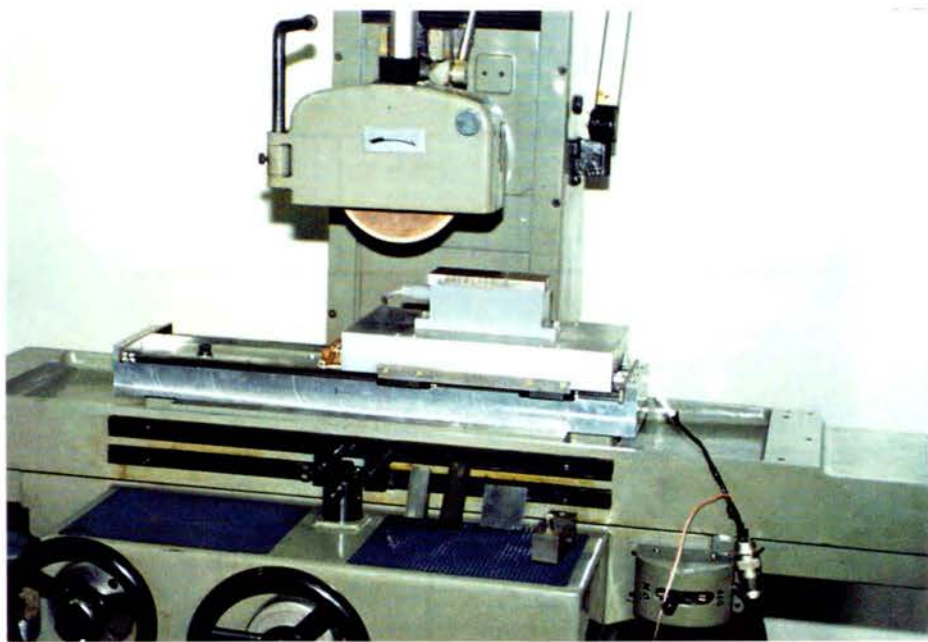


図 3.9 LPMを装着した平面研削盤の外観

## (2) LPMの構造と支持機構

表3.5と表3.6に、平面研削盤に用いたLPMの機械的仕様と電磁的仕様を示す。同表に示したように磁極ピッチは4 mmで、ギャップの長さは0.3 mmである。

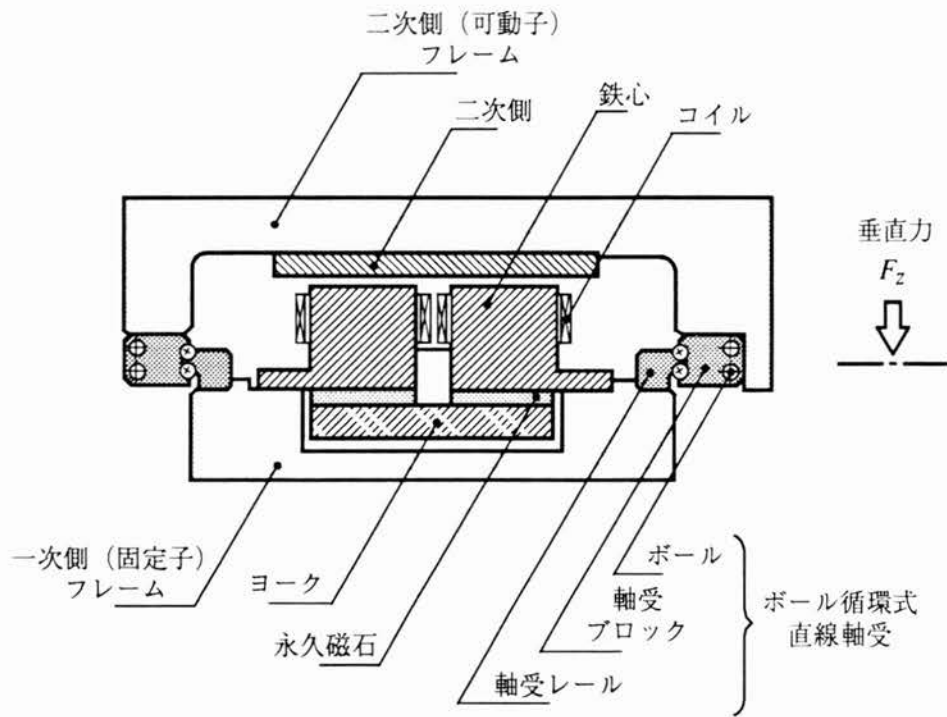
図3.10は平面研削盤に用いたLPMの構造である。図(a)はボール循環式直線軸受を用いたLPMの構造で、図(b)は円筒ころ軸受を用いたLPMの構造である。LPMはハイブリッド形二相四極構造(図2.1参照)で、一次側が固定子、二次側が可動子となっている。一次側(固定子)フレームは研削盤のテーブルに固定され、二次側(可動子)フレームの上部にはマグネットチャック(同図には図示していない)を装着し、被研削材を固定することができる。また図(b)に示したように、円筒ころ軸受は平面部と90°V面部に円筒ころを配置したものである。

表3.5 平面研削盤に用いたLPMの機械的仕様

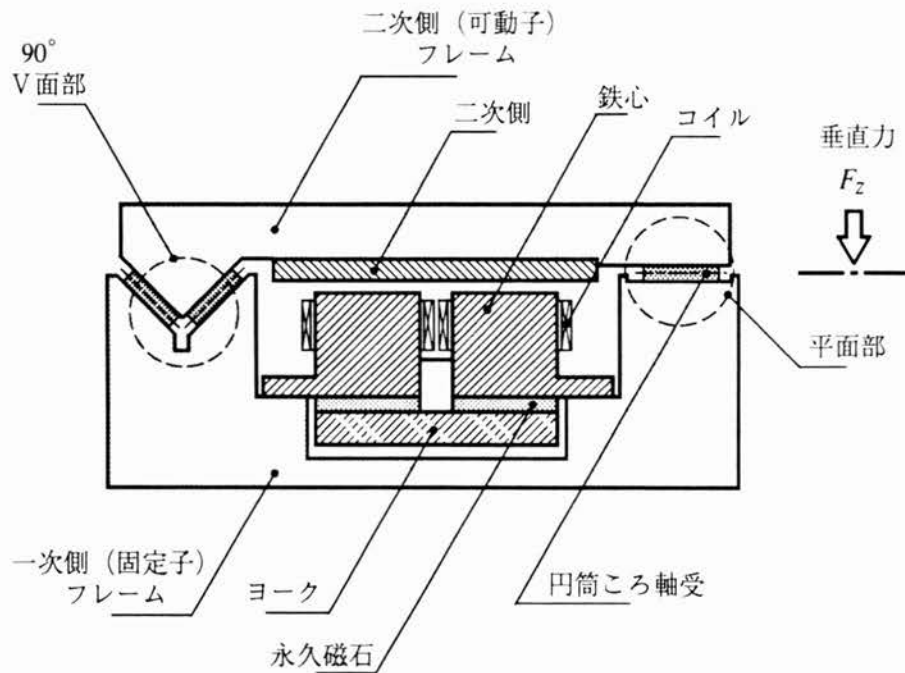
項目		記号	数値
一次側 (固定子)	歯数	$n$	11 /極
	ピッチ	$\tau$	4 mm
	歯幅	$a$	1.6 mm
	溝幅	$b$	2.4 mm
	溝の深さ	$d$	2 mm
二次側 (可動子)	ピッチ	$\tau$	4 mm
	歯幅	$a$	1.6 mm
	溝幅	$b$	2.4 mm
	溝の深さ	$d$	2 mm
ストローク		$L_s$	200 mm
ギャップの長さ		$g$	0.3 mm
材質	一次側 二次側 永久磁石		純鉄(塊状) 純鉄(塊状) 希土類磁石

表3.6 平面研削盤に用いたLPMの電磁的仕様

項目	記号	数値
相数	$m$	2 相
極数	$P$	4 極
コイル巻数	$N$	166 回/相
巻線抵抗	$R$	1 $\Omega$ /相



(a) ボール循環式直線軸受を用いたLPMの構造



(b) 円筒ころ軸受を用いたLPMの構造

図3.10 平面研削盤に用いたLPMの構造



更に、LPMの垂直力の作用する方向と、といしの切込み方向が同一方向となるようにLPMを研削盤のテーブルに装着した(図3.8参照)。このようにLPMを設置することで、LPMと支持機構の特性が直接研削面に現れるようにした。

表3.7と表3.8は、LPMに用いたボール循環式直線軸受と円筒ころ軸受の仕様である。表3.7に示したようにボール循環式直線軸受の基本静定格荷重は軸受ブロック1個当たり7.6 kNである。また表3.8に示したように、平面部と90° V面部に用いた円筒ころ軸受の基本静定格荷重は、それぞれ811 kNと1,040 kNである。

ボール循環式直線軸受では、軸受レール1本当たり2個の軸受ブロックを用いた。このことを考慮すれば、円筒ころ軸受はボール循環式直線軸受と比較して5.3～6.8倍の基本静定格荷重を有している。このように剛性の大きく異なる2種類の支持機構を用いたLPM駆動による研削面の観点からリニアモータの支持機構について考察を行なう。

表3.7 LPMに用いたボール循環式直線軸受の仕様

項目	記号	数値
基本動定格荷重	$C$	4.3 kN
基本静定格荷重	$C_0$	7.6 kN
ボールの直径	$d_b$	3.175 mm

表3.8 LPMに用いた円筒ころ軸受の仕様

項目	記号	数値
平面部	基本動定格荷重	$C$ 228 kN
	基本静定格荷重	$C_0$ 811 kN
	円筒ころの直径	$d_b$ 4 mm
90° V面部	基本動定格荷重	$C$ 228 kN
	基本静定格荷重	$C_0$ 1040 kN
	円筒ころの直径	$d_b$ 2.828 mm

### (3) LPMの制御回路

図3.11は平面研削盤に用いたLPMの制御回路である。制御回路は大別して、マイクロコンピュータから構成されている制御装置、DCアンプ（アナログ式アンプ）とLPMから構成されている。可動子のストロークや送り速度などを制御装置に入力することで、制御装置は入力された指令に基づき駆動電圧と駆動電圧の周波数を算出しDCアンプに供給する。そして、DCアンプはLPMに励磁電流を流し、可動子は変位する。

同図に示したようにLPMは開ループで制御した。これはLPM駆動による研削面を評価する上で、LPMをサーボ化した場合に生ずる制御系に起因する振動やPWM方式アンプを使用したことによる可動子の微振動の問題を排除するためである。これによりLPMと支持機構の特性だけが直接研削面に現れるようにした。

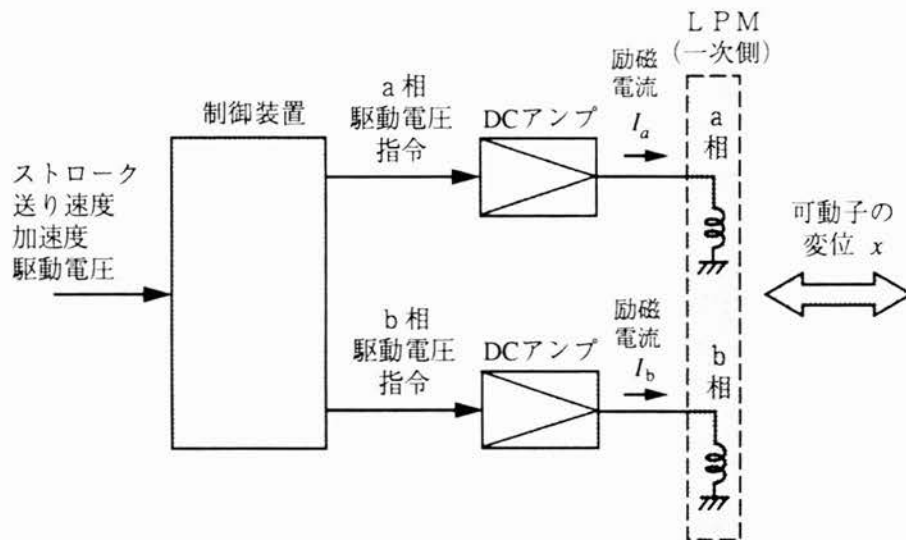


図3.11 平面研削盤に用いたLPMの制御回路

### 3.4.2 静推力特性

図3.12は平面研削盤に用いたLPMの一相励磁における静推力－励磁電流特性である。静推力は励磁電流2A程度から飽和傾向を示し、励磁電流5Aで92Nとなった。

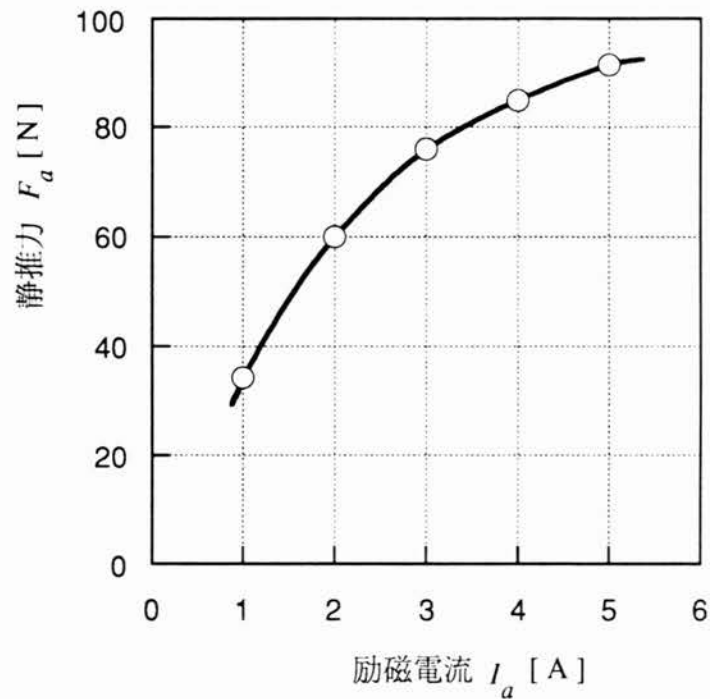


図3.12 平面研削盤に用いたLPMの一相励磁における静推力－励磁電流特性

### 3.4.3 研削特性

#### (1) 研削条件と研削面精度の評価方法

表3.9は実験に用いた研削条件である。被研削材はSKS-3で乾式研削とした。

表3.9 研削条件

被研削材	SKS-3
使用といし	32A46-I8VBE
研削方法	乾式

表3.10と図3.13は研削実験に用いた駆動条件とLPMの速度パターンである。LPMのストロークは160mmで、テーブルの前後送りはLPMのストローク毎に0.25mmずつ送った。また、切込みは、10、5、2.5 $\mu\text{m}$ をそれぞれ各2回行なった。

表3.10 研削実験に用いた駆動条件

項目	数値
ストローク	160 mm
加速度	1.5 m/s <sup>2</sup>
反転時の停止時間	0.1 s
前後送り量	0.25 mm/回
切込み量	10, 5, 2.5 $\mu\text{m}$

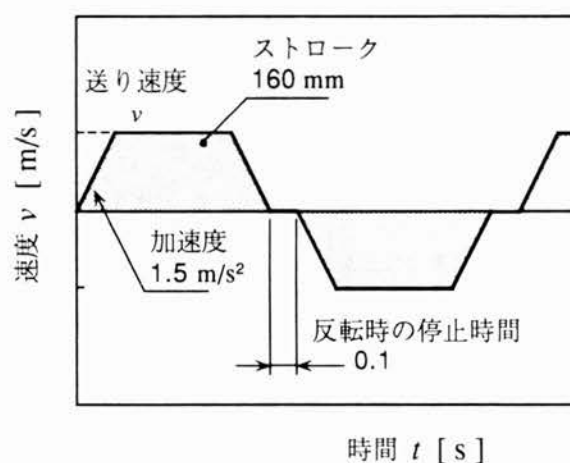


図3.13 研削実験に用いたLPMの速度パターン

LPM駆動による研削加工の面精度を評価するために表面うねりと表面粗さを用いた。図3.14に示すように、研削方向(LPM可動子の変位の方向)と平行方向は表面うねりで、直角方向は表面粗さで評価した。表面うねりはJIS B0610<sup>24)</sup>のろ波最大うねり $W_{CM}$ で表し、表面粗さはJIS B0601<sup>25)</sup>の中心線平均粗さ $R_a$ と最大高さ $R_{max}$ で表した。また、工作物の計測は、表面粗さ測定器(小坂研究所製 SE-3F)を用いて各方向について3回測定を行ないその加算平均値で表した。

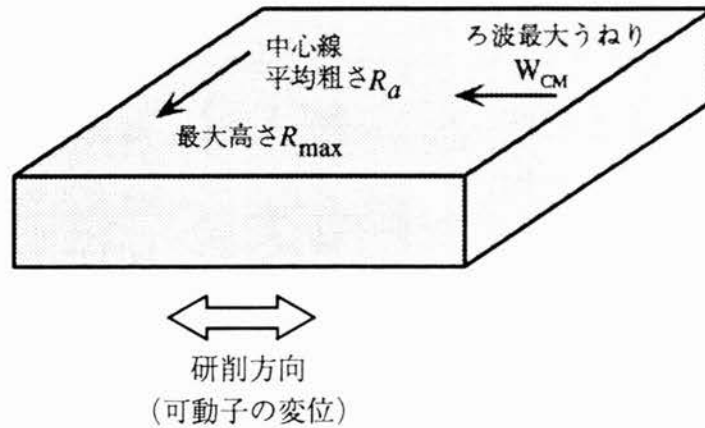


図 3.1 4 LPM 駆動による研削加工の面精度の評価方法

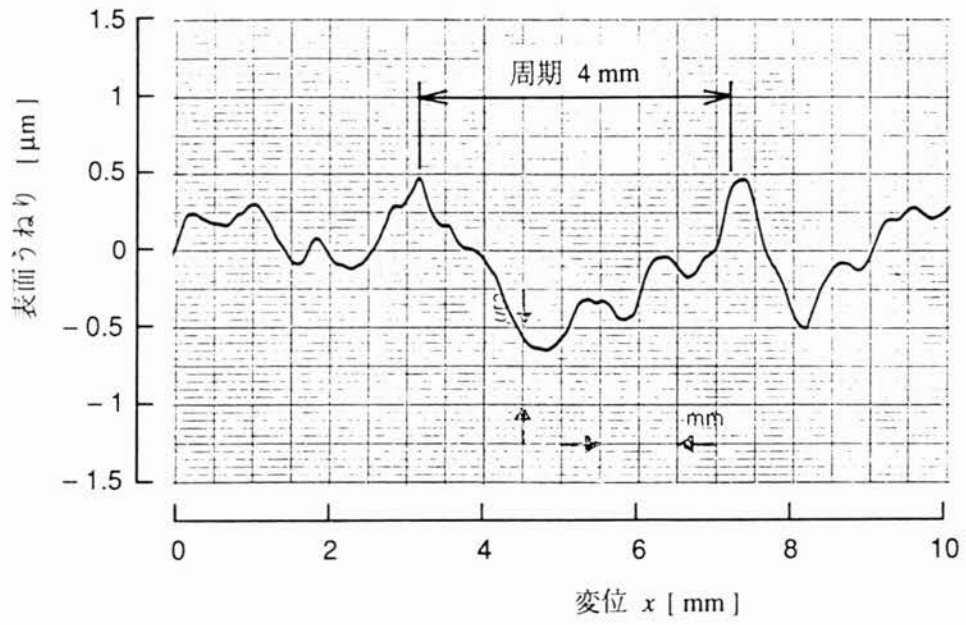
## (2) 支持機構が表面うねりに与える影響

図 3.1 5 と図 3.1 6 は、LPM 駆動による研削面の表面うねりと表面粗さの測定例である。図 (a) はボール循環式直線軸受を用いた LPM で研削した場合であり、図 (b) は円筒ころ軸受を用いた LPM で研削した場合の研削面を表面粗さ計で測定したものである。図 3.1 5 (a) に示したように、ボール循環式直線軸受を用いた LPM で研削した場合の表面うねりは  $1\mu\text{m}$  程度であり、また同図 (b) に示した円筒ころ軸受を用いた LPM で研削した場合の表面うねりは  $0.5\mu\text{m}$  となった。更に、図 3.1 6 に示した表面粗さは、それぞれ  $2\mu\text{m}$  と  $1\mu\text{m}$  となった。両者の研削面は汎用機とほぼ同等の特性であるが、軸受の剛性が大きい円筒ころ軸受のほうがボール循環式直線軸受と比較して良い研削面が得られた。更に、図 3.1 5 (a) に示したようにボール循環式直線軸受を用いた場合、研削面と平行方向に周期  $4\text{mm}$  のうねりが認められた<sup>4)6)</sup>。

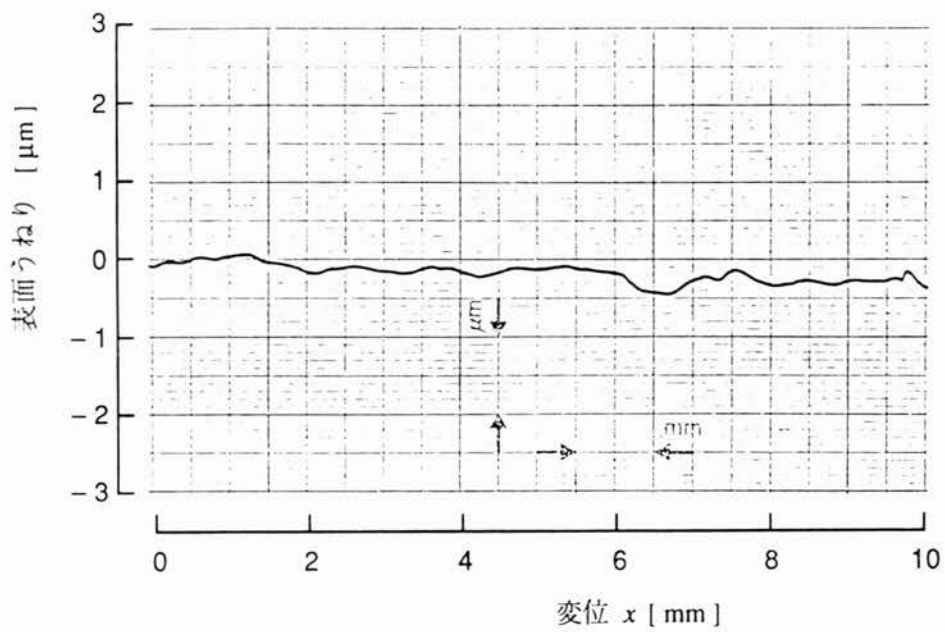
研削面と平行方向のうねりは、以下に示す原因によって発生すると考えられる<sup>2)</sup>。

- 1) LPM の速度変動
- 2) 垂直力の変動と軸受剛性
- 3) 直線軸受のボールの転動による振動
- 4) 研削盤の固有振動
- 5) 上記の複合

そこで、リニアモータの特性に起因する上記の「LPM の速度変動」と「垂直力の変動と軸受剛性」について検討した。

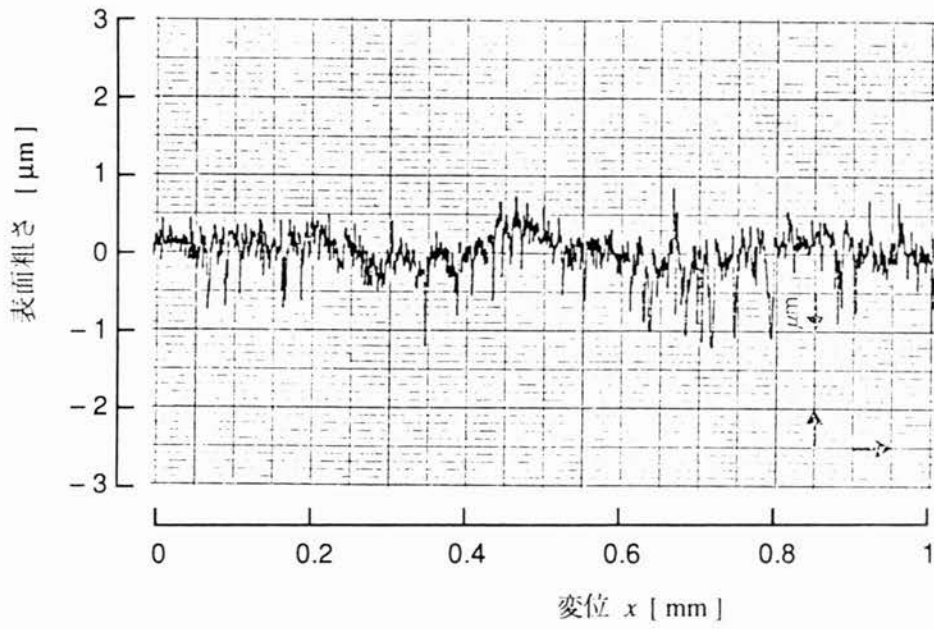


(a) ボール循環式直線軸受を用いたLPMで研削した被研削材の表面うねり

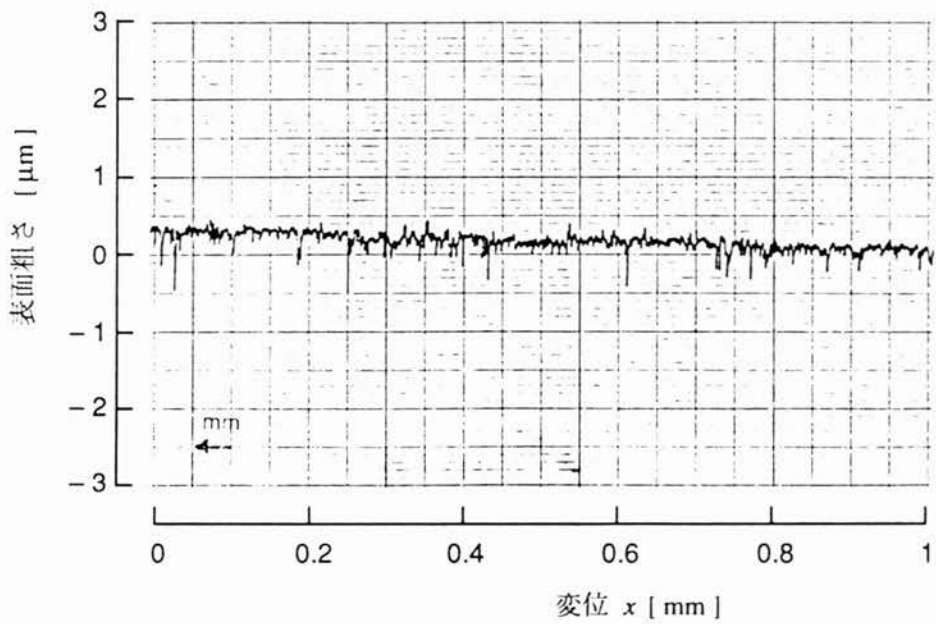


(b) 円筒ころ軸受を用いたLPMで研削した被研削材の表面うねり

図3.15 LPM駆動による研削面の表面うねり



(a) ボール循環式直線軸受を用いたLPMで研削した被研削材の表面粗さ



(b) 円筒ころ軸受を用いたLPMで研削した被研削材の表面粗さ

図3.16 LPM駆動による研削面の表面粗さ

### (3) LPMの速度変動と研削特性

LPMの可動子に速度変動がある場合には、単位時間当りの研削量が異なる。従って、良い研削面を得るためには可動子を一定速度で送る必要がある。そこで、可動子の速度変動が研削特性に与える影響について検討した。LPMの加速パターンと励磁電流を変化させることで振動特性や推力リップスを低減し速度変動を変化させた<sup>2)</sup>。

図3.17から図3.19に、ボール循環式直線軸受と円筒ころ軸受を用いたLPMで研削した場合のろ波最大うねり、中心線平均粗さ、および最大高さの速度変動依存性を示す。それぞれの図は速度変動を小さくすることで、各特性が改善されていることを示している。

速度変動が原因で生ずる表面うねりは、速度変動の周期と一致すると考えられる。速度変動の周期は速度0.24 m/sの場合14~15 mm、0.3 m/sの場合18~19 mmであった。このことから、速度変動は、周期4 mmの表面うねりを生じさせていないことがわかった<sup>2)</sup>。

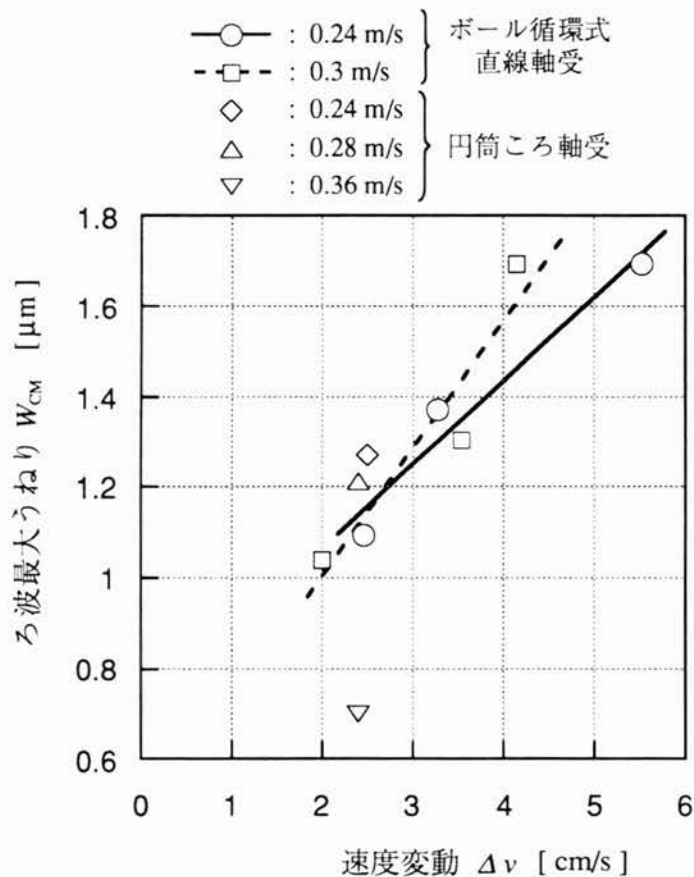


図3.17 ボール循環式直線軸受と円筒ころ軸受を用いたLPMで研削した場合のろ波最大うねり-速度変動特性



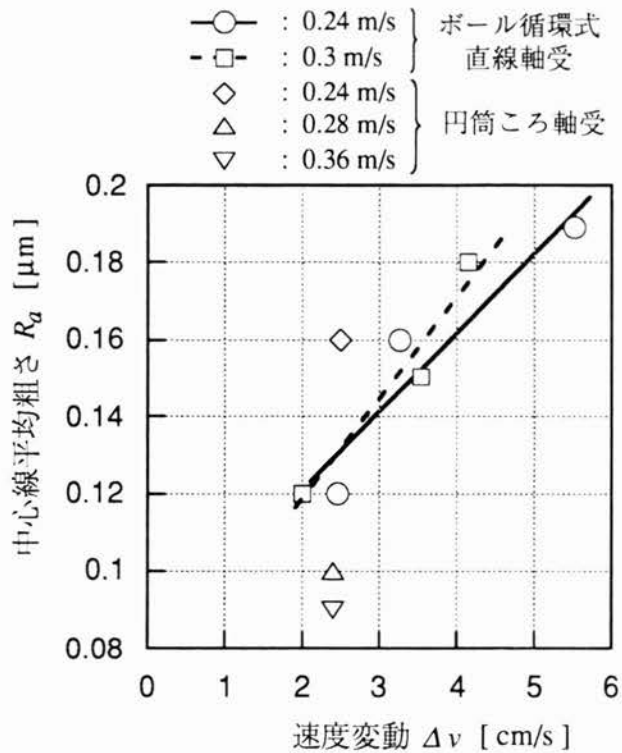


図 3.1 8 ボール循環式直線軸受と円筒ころ軸受を用いた L P M で研削した場合の中心線平均粗さ－速度変動特性

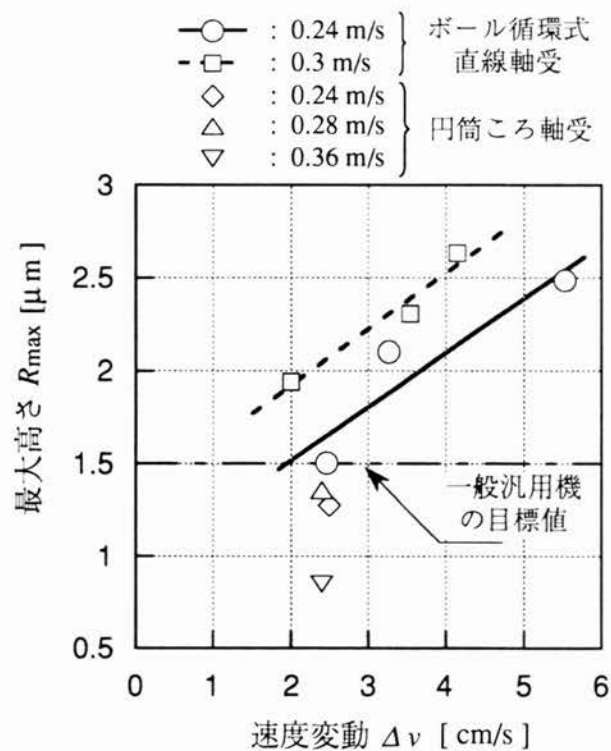


図 3.1 9 ボール循環式直線軸受と円筒ころ軸受を用いた L P M で研削した場合の最大高さ－速度変動特性

#### (4) 研削面のうねりと軸受剛性

ボール循環式直線軸受を用いたLPMで研削した場合、研削面のうねりの周期が4 mmであったことから、うねりの原因は極ピッチ4 mmの垂直力の変動と軸受剛性に問題があると考えられた。そこで、可動子の真直度を測定し、その結果を図3.20に示す。これは、直定規として式ダイヤルゲージを用いて、垂直力が作用する方向の可動子の変位を測定したものである。同図中に示すように、ボール循環式直線軸受を用いたLPMの場合、周期4 mmの変動が認められた。しかし、円筒ころ軸受の場合は真直度の変化は認められなかった。この原因は、各相のギャップの長さが不均一であることと磁気回路のアンバランスおよびLPMの変位によって垂直力が変化し、そしてボール循環式直線軸受の場合では軸受剛性が小さいために軸受の変位が生じているためであることがわかった<sup>2), 46)</sup>。

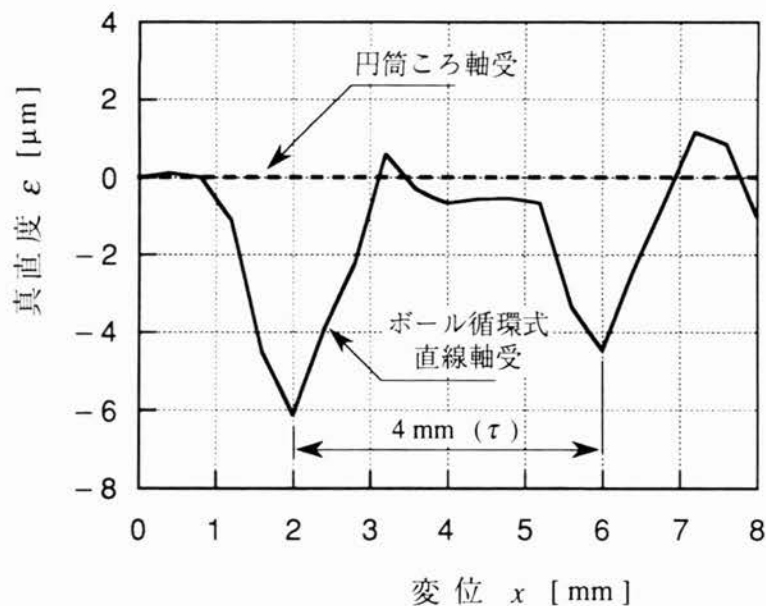


図3.20 ボール循環式直線軸受と円筒ころ軸受を用いたLPMの真直度-変位特性

加工現場では研削面の評価として簡便な方法である目視による判定も用いられている。特に、表面うねりは油といしで研削面を磨くことによって明確になるため目視で確認できる。

図3.21は円筒ころ軸受を用いたLPMで研削した面を油といしで磨いた後の表面である。油といしで磨くことによって、同図に示した周期4mmの縞模様が認められた。これは、円筒ころ軸受を用いたLPMにも垂直力の変動によるサブマイクロメートルオーダーの真直度の変化があるためであると考えられる。

本実験では、LPMの垂直力の作用する方向と、といしの切込み方向が同一方向となるようにLPMを研削盤のテーブルに装着し、LPMと支持機構の特性が直接研削面に現れるようにした。このため、高剛性である円筒ころ軸受を用いた場合でも垂直力の変動が研削面の表面うねりとして現れたものと考えられる。本実験で用いた円筒ころ軸受よりも大きな剛性を有する軸受を採用することも可能であるが、支持機構の質量が大きくなり、リニアモータの高速性を活かしきれない恐れもある。従って、高精度な研削面を得るためには、支持機構ばかりでなく、垂直力の低減や、リニアモータの設置方法（垂直力の作用する方向と切込み方向が同一方向とならないようにリニアモータを設置）も検討する必要があるだろう。

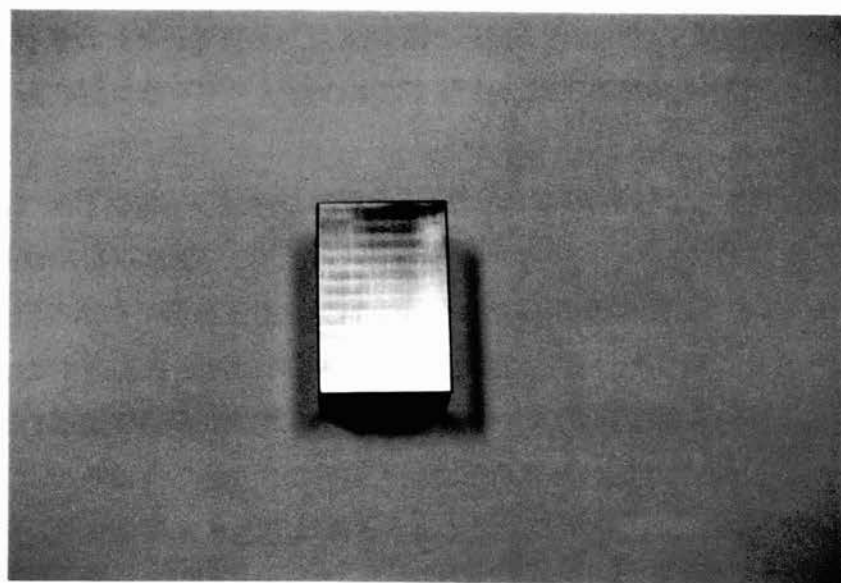


図3.21 円筒ころ軸受を用いたLPMで研削した面を油といしで磨いた後の表面  
(周期4mmの縞模様が認められた)

### 3.5 まとめ

本章ではリニアモータの支持機構を分類しその特徴について述べた。そして支持機構の観点からリニアモータを工作機械に適応するための問題点について検討し以下の結果を得た。

L S M形サーボモータに用いたボール循環式直線軸受に関して以下の結果を得た。

- 1) L S M形サーボモータの励磁電流 8.8 Aにおける平均静推力は 4 5 0 N, 垂直力は 2.9 k Nで, 垂直力は平均静推力の 6.4 倍となった。また, 垂直力は励磁電流に比例して増加するが, 変位によらず一定であった。更に, F E Mによる垂直力の計算誤差は 2 0 %で, 一次側可動子側面からの漏れ磁束も考慮する必要があることがわかった。
- 2) 直線軸受の構造に起因して軸受自身が発生する加速度は  $5 0 \text{ m/s}^2$  以上であり, またこの加速度による変動荷重の最大値は 1.1 k Nで垂直力の 3 8 %となった。
- 3) 移動速度から経験的に得られている荷重係数  $f_w = 3$  を用いた場合の直線軸受の定格寿命計算値は, 4,1 0 0 k mであった。しかし, 走行実験により 1 6,0 0 0 k m以上の耐久性があることを確認した。設計段階で定格寿命を高精度で推定するためには, 荷重係数について多くの機関で再検討する必要があるであろう。

2種類の支持機構（ボール循環式直線軸受と円筒ころ軸受）を用いたL P Mを研削盤に応用し, 研削特性の観点から支持機構の検討を行ない以下の結果を得た。

- 1) L P Mの速度変動が研削特性に与える影響について検討し, 速度変動が少ないほど良い研削面が得られた。
- 2) 支持機構の剛性が研削特性に及ぼす影響について検討した。リニアモータの垂直力は小さくまた垂直力の変動が無いこと, 軸受はリジッドであることが重要である。
- 3) 良い工作精度を得るためには, リニアモータの設置方法も検討する必要がある。即ち, リニアモータの垂直力の作用方向と工作機械の加工方向を一致させないようにリニアモータを設置する必要があるであろう。

### 第3章の参考文献

- 1) 鶴原吉郎・富岡恒憲：技能をどう継承するか，日経メカニカル 1993. 4. 5, pp. 12-32 (1993)
- 2) 山本栄・水野勉・山田一・和多田雅哉：リニアモータの軸受に関する問題点，電気学会マグネティックス・リニアドライブ合同研究会資料，MAG-91-241, LD-91-76, pp. 35-42 (1991)
- 3) 三輪善一郎・荻田充二：リニアモータ用支持機構，電気学会マグネティックス研究会資料，MAG-84-99, pp. 27-35 (1984)
- 4) 松村文夫・細田義門・正田英介：リニアモータ用支持機構と磁気浮上，電気学会マグネティックス研究会資料，MAG-86-40, pp. 31-42 (1986)
- 5) M. J. Neale : Tribology handbook, Butter Worths, p. A2 (1973)
- 6) 田中克敏：超精密加工のための案内機構，機械と工具，1987年12月，pp. 46-53 (1987)
- 7) 機械工学ポケットブック編集委員会 編：機械工学ポケットブック（第2版），オーム社，pp. 4-70～4-83 (1986)
- 8) 曾田範宗：軸受，岩波書店，pp. 1-10 (1979)
- 9) 松原十三生：すべり案内面の設計問題，機械の研究，Vol. 28, No. 9, pp. 41-46 (1976)
- 10) 森早苗：すべり軸受と潤滑，幸書房，pp. 9-10 (1975)
- 11) 日本潤滑学会 編：改訂版 潤滑ハンドブック，養賢堂，pp. 480-487 (1987)
- 12) 山田一・水野勉・新海孝広・島田英輝・山本行雄・上岡重信・尾崎謙三：円筒状リニアパルスモータの推力特性，電気学会マグネティックス研究会資料，MAG-83-11, pp. 19-28 (1983)
- 13) 山口昌樹・水野勉・飯尾稔・奈雲正通・鈴木弘也・山田一：円筒状鉄心可動形リニア振動アクチュエータの静推力特性解析，電気学会論文誌D, Vol. 112, No. 7, pp. 657-662 (1992)
- 14) 和多田雅哉・井沢正夫・海老原大樹・春日井敬彦：人工心臓用LOAの推力向上に関する検討，電気学会マグネティックス・リニアドライブ合同研究会資料，MAG-92-118, LD-92-34, pp. 23-30 (1992)
- 15) 山崎静・恩田一：エアスライドの特性とその応用例，ベアリングエンジニア，No. 49, pp. 17-24 (1984)
- 16) 伊庭剛二：空気軸受平面案内，不二越技報，Vol. 39, No. 1, pp. 33-45 (1983)
- 17) 鴨原利和：XP自動製図機における静圧空気軸受，精密機械，Vol. 50, No. 5, pp.

37-42 (1984)

- 1 8) 木下博雄・金井宗統・出口公吉・斉藤忠男：空気浮上式高速XYステージの試作，精密工学会誌，Vol. 52, No. 10, pp. 1713-1718 (1986)
- 1 9) Masanori Suematsu, Takao Fujii, Atsushi Kawahara, Tomoaki Tanimoto, Toshio Matsumoto, Hideaki Watanabe: Ultra-precision linear motor positioning technique, Journal of Robot and Mechatronics, Vol. 3, No. 4, pp. 328-333 (1991)
- 2 0) 転がり軸受工学編集委員会 編：転がり軸受工学，養賢堂，p. 4 (1978)
- 2 1) 中川洋・丸山利喜・林祐三・荻田充二・三輪善一郎：FDD用リニアパルスモータの開発，電気学会マグネティックス研究会資料，MAG-85-125, pp. 49-58 (1985)
- 2 2) 梶岡守正・山口一志：長ストローク・マルチスライダ型リニアパルスモータ，電気学会マグネティックス・リニアドライブ合同研究会資料，MAG-89-104, LD-89-16, pp. 57-76 (1989)
- 2 3) 二見茂・古谷彰彦：ACリニアモータと転がり案内を用いたナノメータ位置決め（第2報），精密工学会誌，Vol. 57, No. 10, pp. 1808-1813 (1991)
- 2 4) 水野勉・山田一・山本栄・和多田雅哉・張玉琛：リニアパルスモータの動特性の改善と板金曲げ加工機の定寸装置への応用，電気学会論文誌D, Vol. 108, No. 10, pp. 903-910 (1988)
- 2 5) 電気学会 磁気浮上応用技術調査専門委員会 編：磁気浮上と磁気軸受，コロナ社，pp. 8-12 (1993)
- 2 6) 溝田勉・木下博雄：超真空用磁気浮上案内機構の検討（第2報），1992年度精密工学会春期大会学術講演会講演論文集，pp. 345-346 (1992)
- 2 7) 松村文夫：磁気軸受の摩擦，トライボロジスト，Vol. 36, No. 9, pp. 8-13 (1991)
- 2 8) たとえば，森下明平・小豆沢照男：常伝導吸引式磁気浮上系のゼロパワー制御，電気学会論文誌D, Vol. 108-D, No. 5, pp. 447-454 (1988)
- 2 9) たとえば，藤原俊輔：浮上コイル側壁配置磁気浮上方式の特性，電気学会論文誌D, Vol. 108-D, No. 5, pp. 439-446 (1988)
- 3 0) 鹿野快男・伊藤丈雄・長谷部信也・渡部利秋・山田雄俊：位置検出機構内蔵リニア直流モータによる植物莖径の非接触計測，電気学会論文誌D, Vol. 111-D, No. 5, pp. 389-394 (1991)
- 3 1) R. Katterloher, K. Menzel: Linearmotor zum einsatz bei kryogenen temperaturen, Zeitschrift Feinwerktechnik vereinigt mit Zeitschrift Messtechnik, 93/4, pp. 165-168 (1985)
- 3 2) 水野勉・山田一・脇若弘之：リニア直流モータを用いた高応答油圧サーボバルブ，電気学会論文誌D, Vol. 113-D, No. 8, pp. 1002-1008 (1993)

- 3 3) 水野勉・山本栄：リニア同期モータに用いた循環式玉軸受の走行実験報告，電気学会マグネティックス・リニアドライブ合同研究会資料，MAG-91-34, LD-91-8, pp. 69-81 (1991)
- 3 4) 水野勉・山本栄・山田一：リニアモータの支持機構として直線軸受を用いた場合の軸受特性，電気学会論文誌D，Vol. 113, No. 1, pp. 96-102 (1993)
- 3 5) 山口昌樹・小林勝昭・木原秀・脇若弘之・前田豊・山田一：加速寿命試験による人工心臓用LPMの信頼性評価，電気学会マグネティックス・リニアドライブ合同研究会資料，MAG-93-35, LD-93-5, pp. 39-48 (1993)
- 3 6) 直動システム，THK（株）カタログ，No. 100-1, pp. 16-28 (1989)
- 3 7) 水野勉・小俣均：永久磁石形LSMの静推力解析，電気学会リニアドライブ研究会資料，LD-90-28, pp. 1-11 (1990)
- 3 8) 水野勉・山田一：永久磁石形リニア同期モータの静推力特性，電気学会論文誌D，Vol. 111, No. 6, pp. 482-488 (1991)
- 3 9) Tsutomu Mizuno, Hajime Yamada : Magnetic circuit analysis of a linear synchronous motor with permanent magnets, 1992 Digests of the INTERMAG Conf., GQ-03, St. Louis (1992)
- 4 0) Tsutomu Mizuno, Hajime Yamada : Magnetic circuit analysis of a linear synchronous motor with permanent magnets, IEEE Transactions on Magnetics, Vol. 28, No. 5, September 1992, pp. 3027-3029 (1992)
- 4 1) 日本潤滑学会 編：潤滑ハンドブック，養賢堂，pp. 695-698 (1987)
- 4 2) AFCグリース，THK（株）カタログ，No. 93-1, (1988)
- 4 3) 井上英夫：精密研削機構と加工制御，機械の研究，Vol. 35, No. 2, pp. 97-102 (1983)
- 4 4) 日本規格協会：表面うねり，JIS B0610-1976
- 4 5) 日本規格協会：表面粗さの定義と表示，JIS B0601-1982
- 4 6) 水野勉・山本栄・山田一・和田多雅哉：リニアパルスモータの研削盤への応用，平成3年電気関係学会東海支部連合大会，No. 188 (1991)

## 第4章 リニアサーボモータの 工作機械への応用

### 4.1 はじめに

本章では、3章までに述べたリニアサーボモータと支持機構を工作機械に応用した事例を示し、リニアサーボモータの特徴である高速性と高精度位置決め性能を活かすことで工作機械の高精度化と生産性の向上が実現できることを示す。

本章では、まず曲げ加工機の方法位置決め装置にLPM形サーボモータを応用した場合の位置決め装置としての特性を明らかにする。

次に、LDM形サーボモータを用いた油圧サーボバルブ(LSV)を曲げ加工機のラム駆動に応用し、曲げ加工の高精度化が実現できることを確認する。

更に、LSM形サーボモータを用いた搬送装置の実験結果から、LSM形サーボモータをプレス機の搬送装置に導入した場合、プレス加工の生産性の向上が可能であることを示す。

### 4.2 曲げ加工機の方法位置決め装置への応用

#### 4.2.1 リニアモータ形方法位置決め装置の目的

板金曲げ加工機の後部には、材料の曲げ寸法を得るために位置決め装置が設けられる。従来の方法位置決め装置は、回転形サーボモータとボールねじを用いた回転/直線運動変換機構が用いられている。

この方法位置決め装置にLPM形サーボモータを用いる利点として以下の事項があげられる1).2).3)。

- 1) 直線運動が変換機構なしに直接得られる。
- 2) 機構が簡単で、部品点数も少なく信頼性が高い。
- 3) 接線応力<sup>4)</sup>が他のリニアモータに比べて大きいため、方法位置決め装置の小型軽量化が可能である。これにより、曲げ加工機の機械的変形を小さくでき、高精度の曲げ加工ができる。
- 4) LPMをサーボ制御することで高応答速度、優れた加速特性と共に、高精度位置決めが可能である。



#### 4.2.2 材料位置決め装置の構造

##### (1) 曲げ加工の概要

本研究に用いた曲げ加工機の構造を図4.1に示す。C形フレームの上部テーブルにパンチが取付けられており、その対面にはダイが設置されている。同図中に示すように、ダイは油圧駆動で上下方向に移動させることができる。曲げ加工機は、ダイ側が上昇して曲げ加工を行なう「上昇式曲げ加工機」とパンチ側が下降して曲げ加工を行なう「下降式曲げ加工機」に大別される。同図に示した曲げ加工機はダイ側が移動する「上昇式曲げ加工機」である。

曲げ加工機の後部に設置された材料位置決め装置の突当てが移動することでワークの曲げ寸法を得ることができる。

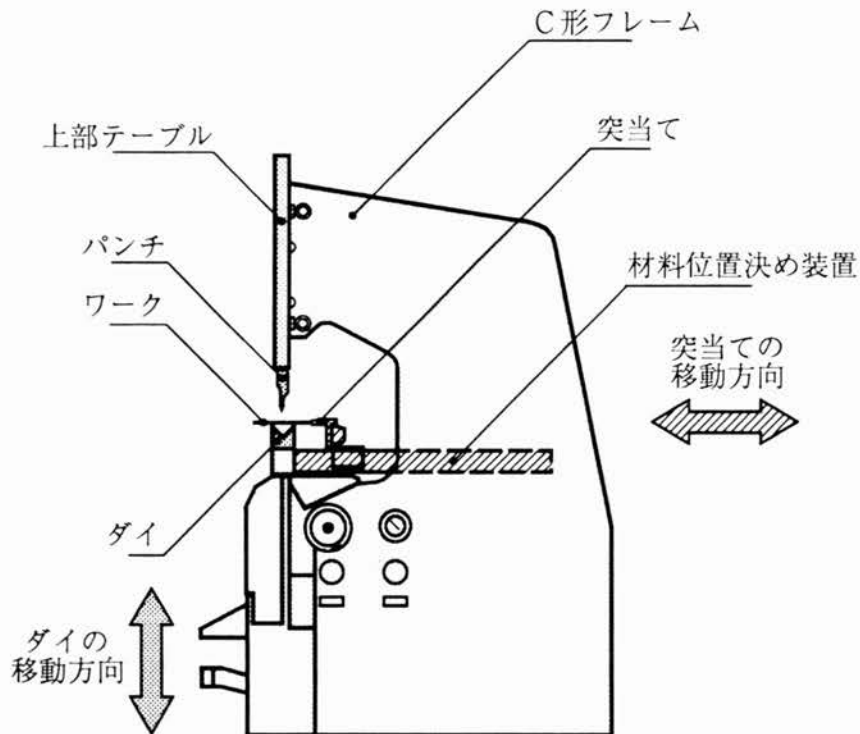


図4.1 上昇式曲げ加工機の構造

図4.2に材料位置決め装置を用いた曲げ加工の概念図を示す<sup>5),6)</sup>。作業者が位置決め装置に取付けられた突当てにワーク（板材）を突き当て、ダイを上昇させて曲げ作業を行なう。

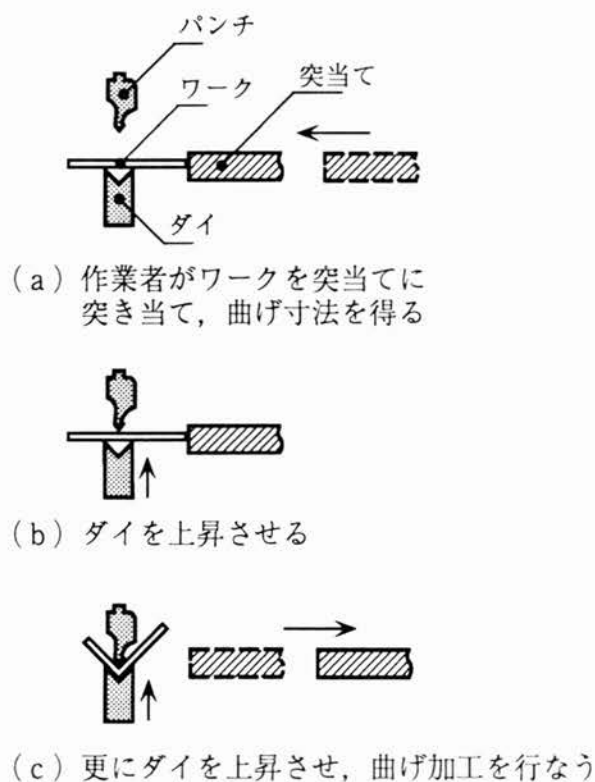


図4.2 曲げ加工の概念図

## (2) リニアモータ形材料位置決め装置の構造

リニアモータ形位置決め装置の構造を図4.3に示す<sup>7),8)</sup>。これは、LPM形サーボモータを位置決め装置に適応したものである。可動子（一次側）のアルミニウム製フレームにストレッチが取り付けられており、作業者は突当てにワークを突き当てることで曲げ寸法を得ることができる。位置検出は、可動子に取り付けられた回転形エンコーダにより行っており、位置検出の分解能は $10\mu\text{m}$ である。固定子（二次側）の側面にラックが取り付けられており、回転形エンコーダのシャフトに取り付けられたピニオンをラックに適正な力によって押し付けることでバックラッシュを軽減する構造となっている。更に、支持機構は、転がり軸受を用いている。また、LPMのサーボ制御回路は図2.3に示した制御方式とした。

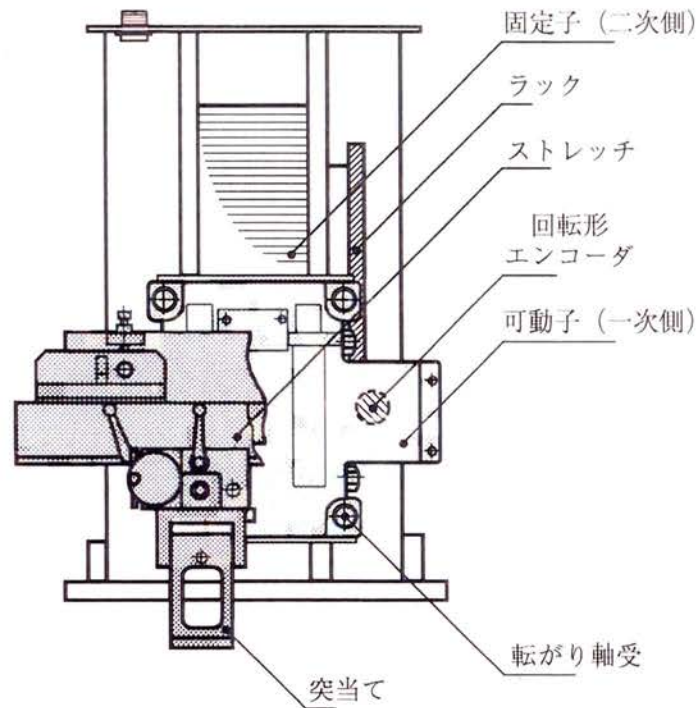


図 4.3 リニアモータ形材料位置決め装置の構造

図 4.4 にリニアモータ形材料位置決め装置を装着した曲げ加工機を示す。前面に見えるダイの後部にリニアモータ形材料位置決め装置が設置されている。

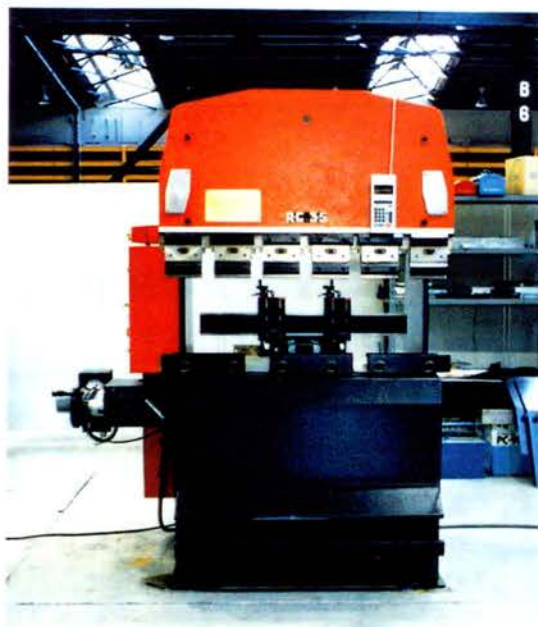


図 4.4 リニアモータ形材料位置決め装置を装着した曲げ加工機

表4.1と表4.2は、材料位置決め装置に用いたLPM形サーボモータの機械的仕様と電磁的仕様である<sup>9)</sup>。LPMは図2.1に示したハイブリッド形二相四極構造で、同表に示すように磁極ピッチは1.6 mm、ストロークは500 mmである。

表4.1 材料位置決め装置に用いたLPM形  
サーボモータの機械的仕様

項目		記号	数値
一次側 (可動子)	歯数	$n$	23 /極
	ピッチ	$\tau$	1.6 mm
	歯幅	$a$	0.7 mm
	溝幅	$b$	0.9 mm
	溝の深さ	$d$	0.8 mm
二次側 (固定子)	ピッチ	$\tau$	1.6 mm
	歯幅	$a$	0.7 mm
	溝幅	$b$	0.9 mm
	溝の深さ	$d$	0.8 mm
ストローク		$L_s$	500 mm
ギャップの長さ		$g$	0.1 mm
材質	一次側 二次側 永久磁石	電磁鋼鈹 (積層) 純鉄 (塊状) 希土類磁石	

表4.2 材料位置決め装置に用いたLPM形  
サーボモータの電磁的仕様

項目	記号	数値
相数	$m$	2 相
極数	$P$	4 極
コイル巻数	$N$	60 回/相
巻線抵抗	$R$	0.22 $\Omega$ /相
駆動電圧	$V$	65 V
最大励磁電流	$I_m$	2.5 A

### 4.2.3 材料位置決め装置としての特性

#### (1) 静推力特性

図4.5は、材料位置決め装置に用いたLPMの一相励磁における静推力-励磁電流特性である<sup>10)</sup>。同図は変位 $x = \tau/4$ における特性で、静推力の実測値は励磁電流1.5 A程度から飽和傾向を示し、励磁電流2.5 Aで120 Nとなった。また、破線で示した静推力の計算値は式(2.7)によって求めたもので、推力が飽和傾向を示さない1.5 A以下で実測値と一致している。

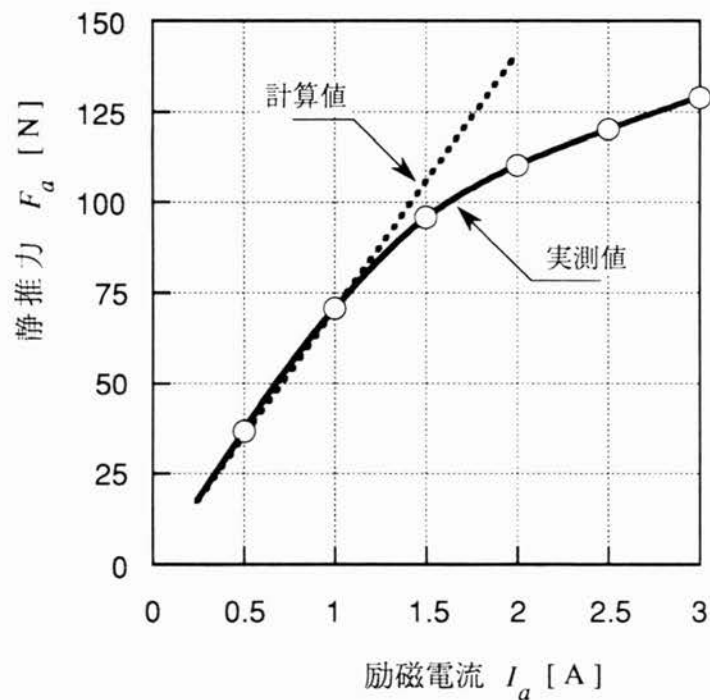


図4.5 材料位置決め装置に用いたLPMの一相励磁における静推力-励磁電流特性  
(変位  $x = \tau/4$ )

図4.6は材料位置決め装置に用いたLPMをサーボ化した場合の静推力-変位特性である<sup>9)</sup>。同図において、励磁電流 $I=0$ Aの推力はデイト力でありほぼ平坦な特性となった。しかし、励磁電流を大きくするに従って、推力は磁極ピッチ $\tau$ の1/4倍の周期で脈動するようになった。これは、歯部での磁気飽和に起因している。

更に、10Nの摩擦力が認められたが、図2.3のLPMのサーボ制御回路ブロックに示したように、十分なフィードバックゲインを与えることで位置決め精度の低下を防いだ<sup>10)</sup>。

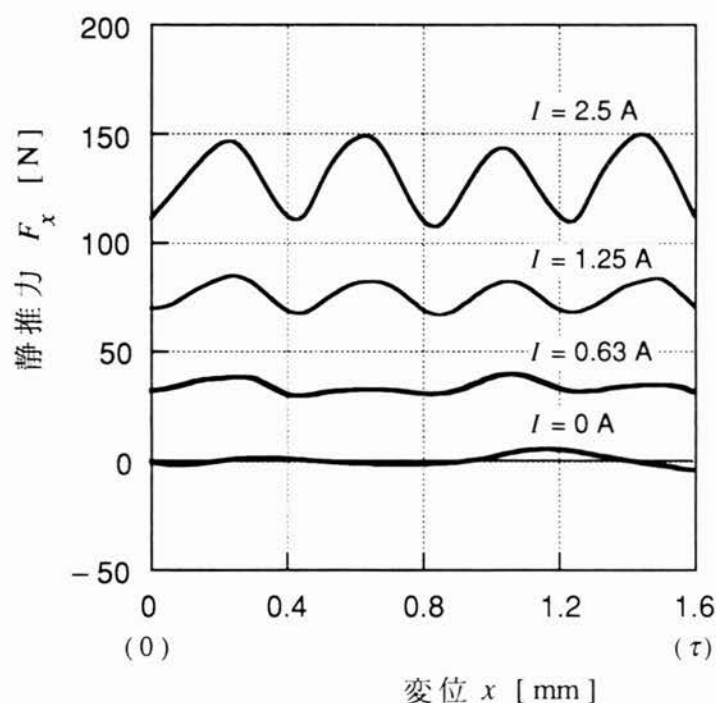


図4.6 材料位置決め装置に用いたLPMをサーボ化した場合の静推力-変位特性

## (2) 加速特性

動特性の評価として、積載質量に対するLPM形サーボモータの加速特性を測定した。図4.7に示すような台形駆動を行い、最高速度 $v_m$ まで加速するのに要する時間(以下、加速時間と呼ぶ)を積載質量に対して測定した。その結果を、最高速度をパラメータとして図4.8に示す<sup>10)</sup>。同図は、速度0.17 m/sと0.33 m/sにおいて、加速時間が積載質量に比例していることを示している。しかし、速度0.5 m/sの場合、積載質量に対して加

速時間は急増している。これは、速度が増すに従って動推力が低下するためである。

また、材料位置決め装置における可動子の積載質量（ストレッチと突当ての質量）は19 kgで、最高速度0.5 m/sの場合の加速時間は350 msとなった。従来機の最高速度は0.17 m/sで加速時間は0.35 sである。従ってLPM形サーボモータを用いた材料位置決め装置は、従来機と比較して3倍の高速化が図れ、また加速時間も従来機と同等となった。

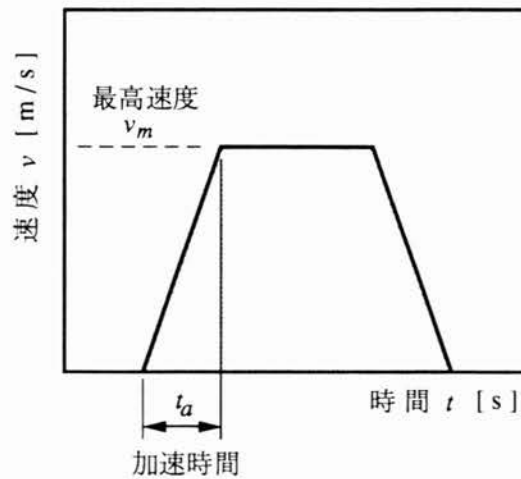


図4.7 LPM形サーボモータの速度パターン

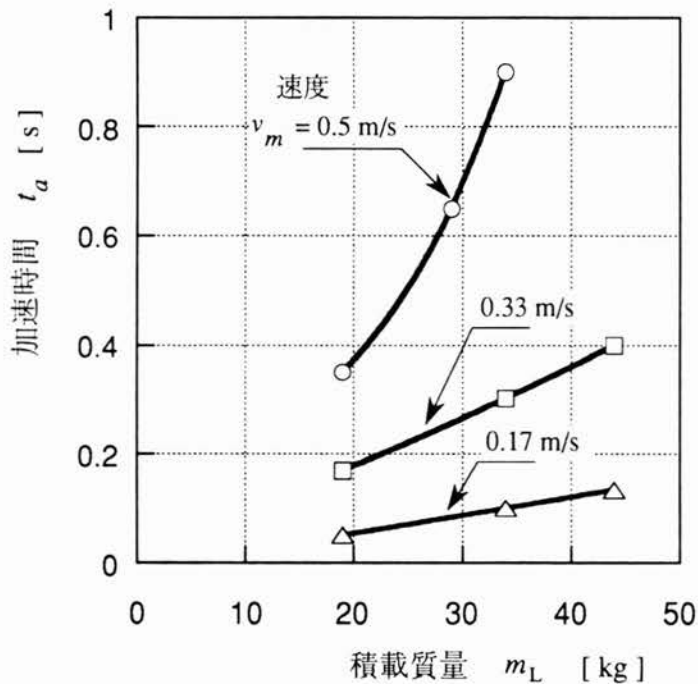


図4.8 材料位置決め装置に用いたLPM形サーボモータの加速時間－積載質量特性

### (3) 位置決め精度

図4.9は、LPM形サーボモータを用いた材料位置決め装置の直線運動の位置決め精度である<sup>3)</sup>。これは、「数値工作機械の試験方法通則 J I S B 6 3 3 0」<sup>1)</sup>に基づき、レーザ測長器を用いて、原点 ( $x = 0 \text{ mm}$ ) から10 mmおきに500 mmまで移動させた場合の位置決め精度である。同図中に示したように直線運動の位置決め精度は、変位指令70 mmで44  $\mu\text{m}$ となった。また、50 mm周期で位置決め精度の誤差が認められるが、この周期はピニオンの1回転当りの移動距離と等しく、ピニオンの加工精度に起因するものである。

表4.3は材料位置決め装置の位置決め精度をまとめたものである。繰り返し位置決め精度は $\pm 20 \mu\text{m}$ 、ロストモーションは10  $\mu\text{m}$ となった。従来機の繰り返し位置決め精度は $\pm 0.1 \text{ mm}$ である。LPM形サーボモータを用いた材料位置決め装置は、従来機と比較して5倍の高精度化が実現できた。

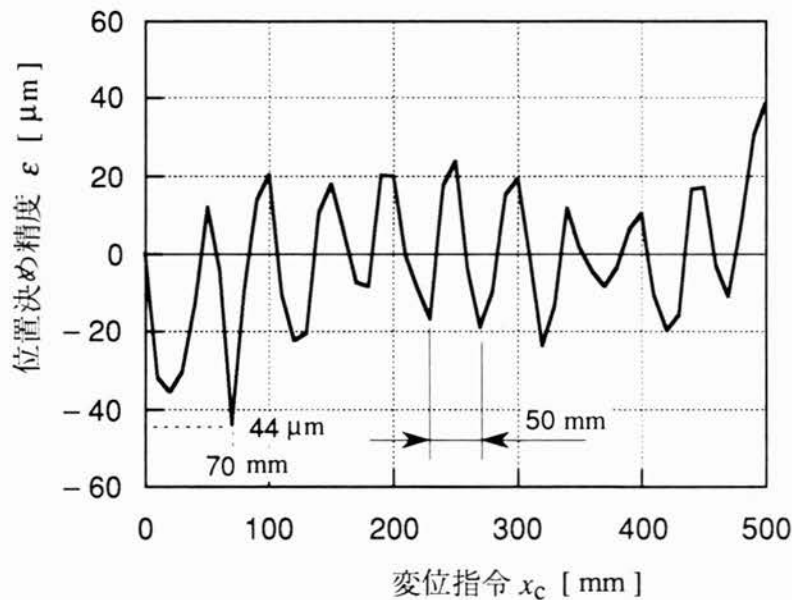


図4.9 LPM形サーボモータを用いた材料位置決め装置の直線運動の位置決め精度

表4.3 LPM形サーボモータを用いた材料位置決め装置の位置決め精度

項目	数値
直線運動の位置決め精度	44 $\mu\text{m}$
繰り返し位置決め精度	$\pm 20 \mu\text{m}$
ロストモーション	10 $\mu\text{m}$



#### (4) 材料を突き当てたときの応答

LPMの応用例として衝撃力などの外力が働く装置への応用は、著者が知る限りにおいて未だ無いと思われる。曲げ加工においては、作業者が位置決め装置の突当てにワークを突き当てることで目的の曲げ寸法を得る。従って、リニアモータ形位置決め装置には十分な剛性と共に、衝撃に対して可動子の変位が曲げ加工に十分な時間で整定することが要求される。また、曲げ加工時の衝撃について定量的に測定された例はないようであるが、ワークの寸法や作業者によってその値は大幅に変化し数百～数千Nにもなると考えられる<sup>10)</sup>。

回転形モータとボールねじを用いた従来の位置決め装置は、突当て部で数百～数千Nの力を発生させることができ、また衝撃力をボールねじが受けもっている。しかし、リニアモータ形位置決め装置では、ダイレクトドライブであるためLPMの推力がそのまま突当て部で発生しうる力となる。この点が、従来の位置決め装置と大きく異なる点である。

そこで、材料位置決め装置にワークを突き当て、LPM形サーボモータの変位を光学変位計で測定した。その測定結果を図4.10に示す。同図は、ワークの質量16.5 kg、板寸法540×980×4 mmのSUS材を、曲げ加工に熟練した作業者が突き当てたときの応答である。同図中に示したように最大変位は1.05 mmで整定時間は270 msである。

更に、作業者およびワークを変えた場合についてもそれぞれ測定したが、LPM形サーボモータの最大変位は1.1 mmで整定時間も500 ms以内であった。板を突き当てたとき

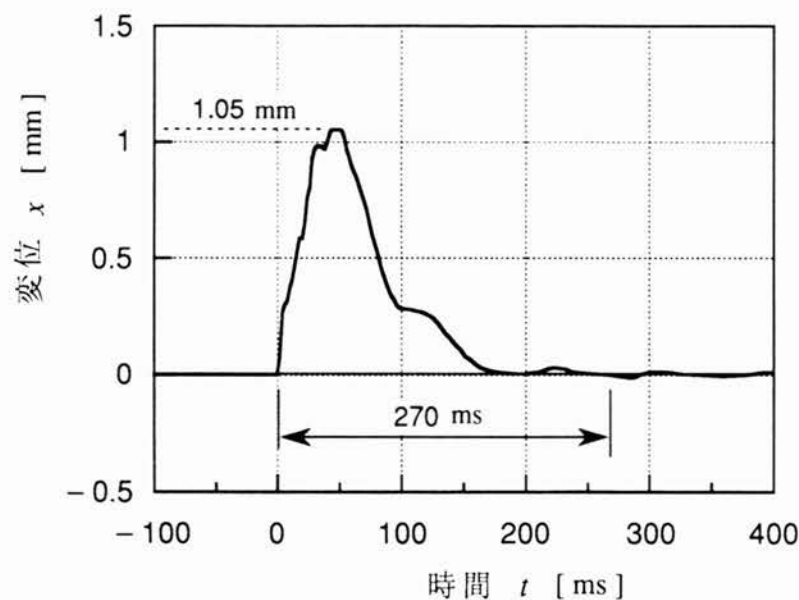


図4.10 ワークを突き当てたときのLPM形サーボモータの応答

からダイが上昇し曲げ加工を行うまでの時間は約2秒である。従って、衝撃が曲げ加工によほす影響は極めて小さく実用上問題がないことがわかった<sup>10)</sup>。

#### 4.2.4 得られた効果

LPM形サーボモータを曲げ加工機の材料位置決め装置に導入した結果、従来の回転形サーボモータとボールねじを用いた材料位置決め装置と比較して以下の成果が得られた。

- 1) LPM形サーボモータを用いた材料位置決め装置の最大速度は0.5 m/s で従来機と比較して3倍の速度が得られた。なお、最大速度に立ち上がるまでの加速時間は350 ms で従来機と同等であった。
- 2) 繰り返し位置決め精度は $\pm 20\mu\text{m}$ となった。従来機と比較しての5倍の高精度位置決めが可能となった。
- 3) ワークを突き当てた場合のLPM形サーボモータの応答を実測し、曲げ加工に与える影響が極めて少なく、実用上問題がないことがわかった。

## 4.3 曲げ加工機のラム駆動への応用

### 4.3.1 リニアモータ形油圧サーボバルブの目的と必要性

近年の多品種少ロット生産の中で、切削加工によって製作していた部品を板金加工で対応する必要が生じてきた。板金加工は機械加工と比較して、短納期や低コスト化に対応ができる利点がある。このような状況の中で、板金加工の一工程である曲げ加工にも高精度化が要求されている。

材料（ワーク）の曲げ角度精度に及ぼす要因は、以下に示すように曲げ加工機の変位と、曲げ材料の要因に大別されている<sup>12), 13)</sup>。

#### (1) 曲げ加工機の変位が曲げ角度に及ぼす要因

##### (a) ラムの位置決め精度

図4.11に示すように、パンチを変位させて曲げ加工を行なう下降式曲げ加工機では、パンチの位置決め誤差がワークの曲げ角度に影響する。パンチはラム（同図には図示していない）に装着されるためラムの高精度位置決めが必要となる。

##### (b) ラム駆動部の剛性と機械の剛性

曲げ加工時に反力がラム駆動部と曲げ加工機のフレームに作用する。この反力に対して、ラム駆動部の剛性が小さい場合や機械のフレームが変形するとパンチとダイ間の距離が変わり曲げ角度が変化する。

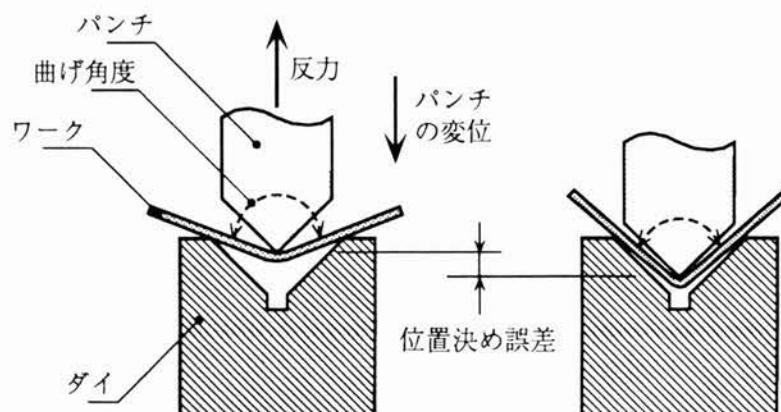


図4.11 ワークの曲げ角度に影響するパンチの位置決め誤差

## (2) 曲げ材料（ワーク）が曲げ角度に及ぼす要因

### (a) 板厚の誤差

材料の厚さが変化することは、パンチとダイの距離の変化と等価である。従って材料の厚さがばらつくと曲げ角度のばらつきが生ずる。

### (b) 材料の硬度

材料の硬度は同一のロットでも場所によって異なり、材料の硬度は曲げ角度の精度に影響する。

### (c) 圧延方向

圧延材を使用する場合、圧延方向によって材料の残留応力が異なるため、圧延方向と圧延方向と直角な方向で曲げた場合では曲げ角度が異なる。

上記の曲げ角度に及ぼす要因に対して、LDM形サーボモータを用いた高応答LSV（リニアサーボバルブ）<sup>14)・15)</sup>を油圧駆動式曲げ加工機のラム駆動に用いた場合、以下の利点がある<sup>16)</sup>。

- 1) ラムの高精度位置決めが可能であるため、高精度曲げ加工ができる。
- 2) 油圧サーボ系の剛性を高くできるため、曲げ加工時に生ずる反力に対してラムの変位を少なくでき高精度曲げ加工ができる。
- 3) 耐コンタミ性（作動油中に含まれるゴミによるバルブの故障）の向上。
- 4) ノズル・フラップ型サーボバルブと比較してパイロット流量が不要であるため、省エネ化・油圧機器の簡素化が可能。

### 4.3.2 LSVを用いた曲げ加工機の構造

図4.12は、LSVを用いた曲げ加工機の構造である。これは、下降式曲げ加工機にLSVを搭載したものである。C形フレームの上部に油圧シリンダが取り付けられている。LSVはマニホールドを介してシリンダの上部に取り付けられており、LSVのスプールをLDM形サーボモータで駆動することで作動油の流れの方向を制御し、ピストンを変位させることができる。また、ピストンの変位は、アブソリュート型リニアセンサで検出され、制御装置にフィードバックされる。更に、ピストンはラムに結合されており、中間板に固定されたパンチを上下に駆動することができる。また、ダイはボルスタに固定されている。

表4.4は、LSVを用いた曲げ加工機の仕様である。同表に示したように、ピストンの最大の加圧能力は300kNで、最大曲げ長さは415mmである。また、接近速度（パン

チがワークに接近するときの速度)は50 mm/s, 加圧速度(ワークを曲げるときの速度)は10 mm/sである。

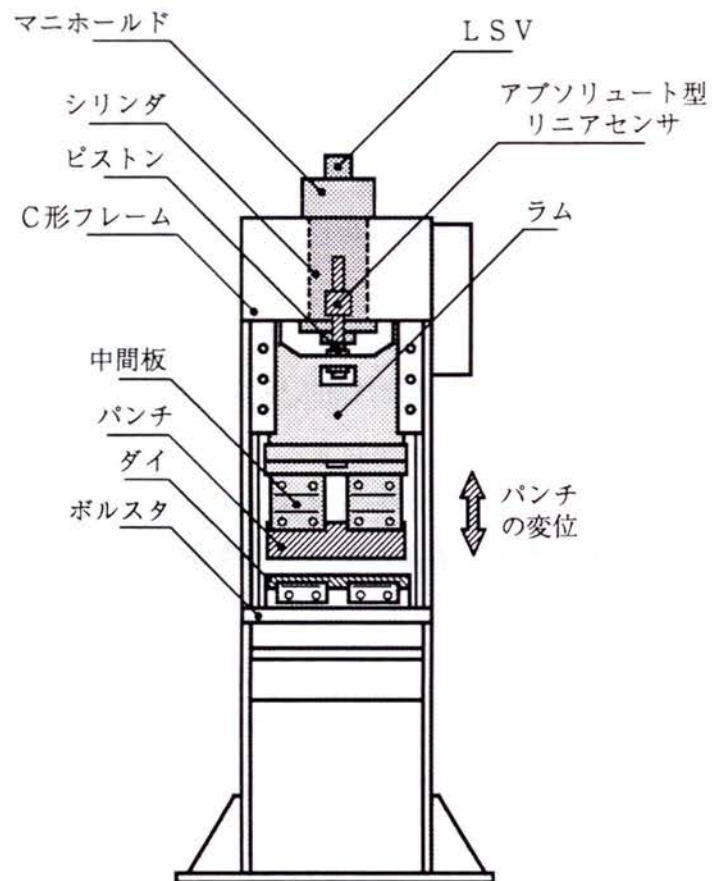


図4.12 LSVを用いた曲げ加工機の構造

表4.4 LSVを用いた曲げ加工機の仕様

項目	数値
加圧能力	300 kN
最大曲げ長さ	415 mm
最大ストローク	100 mm
接近速度	50 mm/s
加圧速度	10 mm/s
上昇速度	80 mm/s
ポンプ圧力	21 MPa
誘導電動機出力	3.7 kW

図4.13にLSVを用いた曲げ加工機の外観を示す。C形フレームの上部にLSVが取り付けられている。



図4.13 LSVを用いた曲げ加工機の外観

図4.14はLSVを用いた曲げ加工機の基本システム構成である。このシステムは、大別して、作動油を供給する油圧ユニットと作動油の流れを制御するLSV、シリンダおよび制御装置から構成されている。油圧ユニットのピストンポンプは誘導電動機で駆動され、圧力21MPaの作動油はLSVのPポートに供給される。また、LSVの制御ポートAとBはそれぞれシリンダの上下の部屋に接続されており、LSVの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コントロールし、ピストンを上下に駆動できる。更に、ピストンの変位はアブソリュート型リニアセンサ（分解能1 $\mu$ m）で検出され制御装置にフィードバックされる。

ピストンの位置決め目標値は、制御装置の操作部から入力する。I/Fボード（インターフェースボード）は、位置表示部にピストンの位置決め目標値とピストンの現在位置を表示するとともに、ピストン変位指令を位置決めボードに与える。位置決めボードは、ピストン変位指令とアブソリュート型リニアセンサからのピストン変位フィードバックに基づきスプール変位指令をLSVサーボンプに供給する。

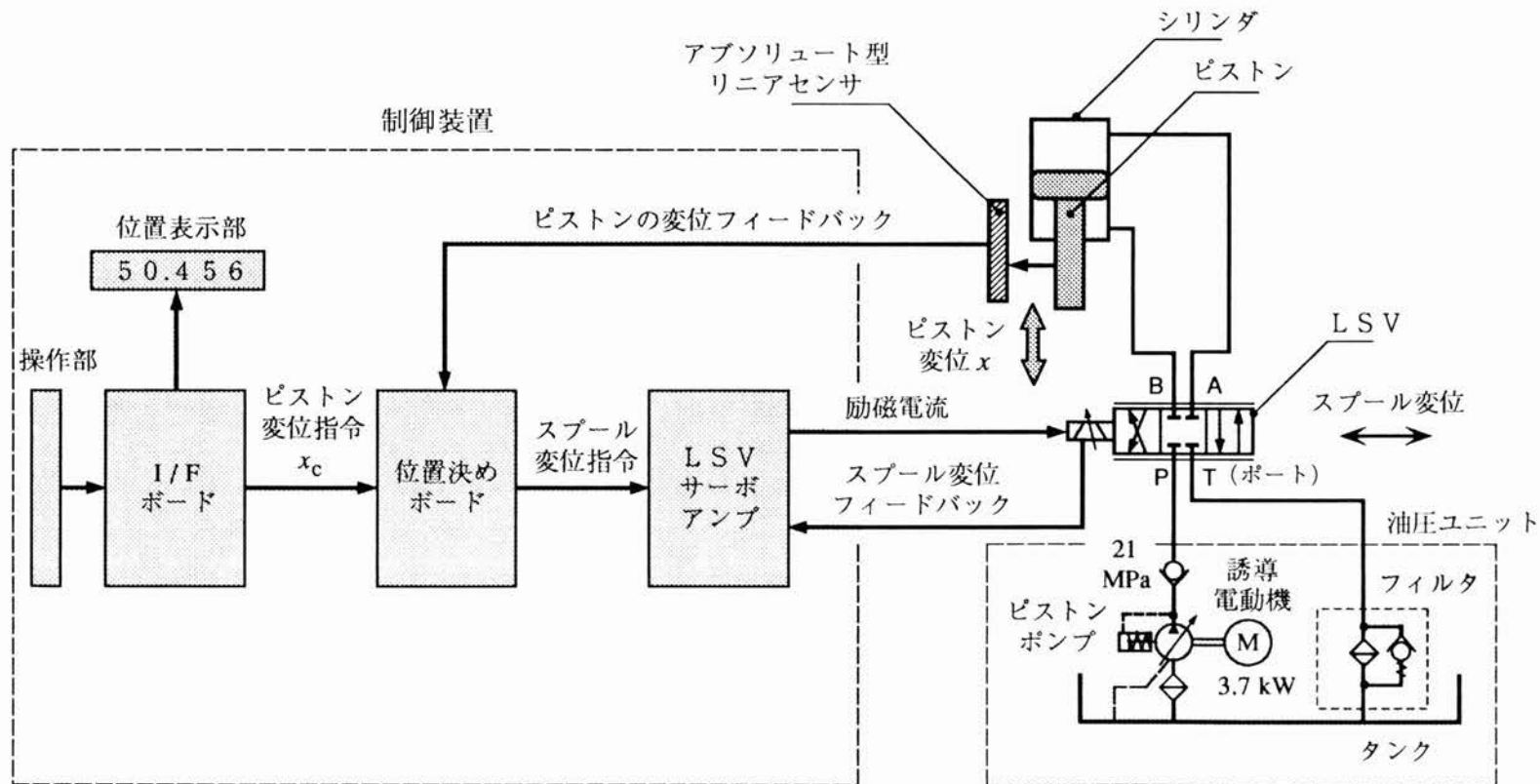


図4.14 LSVを用いた曲げ加工機の基本システム構成

### 4.3.3 LSVを用いた曲げ加工機の特徴

#### (1) 位置決め精度と剛性

LSVを用いた曲げ加工機の評価として、最小設定単位（ $1\mu\text{m}$ ）送りと繰り返し位置決め精度、および油圧サーボ系の剛性を測定した。位置決め精度は、「数値工作機械の試験方法通則 JIS B 6330」<sup>11)</sup>に基づき測定した。

図4.15に最小設定単位（ $1\mu\text{m}$ ）送りにおけるピストンとラムの変位を示す。これは、曲げ加工を行なう方向にピストンの変位指令を $1\mu\text{m}$ 毎に $20\mu\text{m}$ まで与えた場合のピストンとラムの変位を測定したものである。ピストンの変位は、ピストンの位置制御に用いたアブソリュート型リニアセンサで、またラムの変位はダイヤルゲージをボルスタに固定して測定した。4.3.1項で述べたように、曲げ角度の精度はパンチとダイ間の距離に影響される。そこで、ダイが固定されるボルスタを基準位置としてラムの変位を測定した。

同図に示すようにピストンとラムの変位は指令に追従しており、ピストンとラムの最小設定単位（ $1\mu\text{m}$ ）送りの精度は、何れも $2\mu\text{m}$ 以下と高精度であることがわかった。

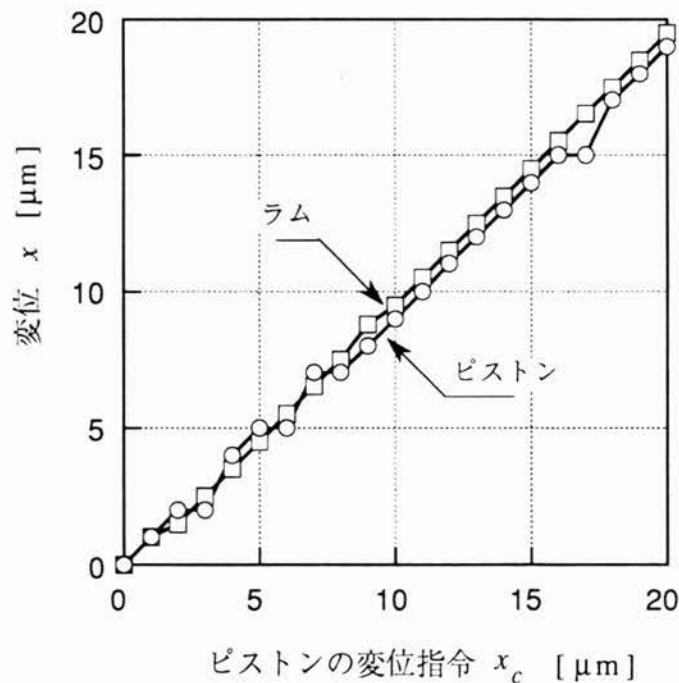


図4.15 最小設定単位（ $1\mu\text{m}$ ）送りにおける  
ピストンとラムの変位



図4.16はピストンとラムの繰り返し位置決め精度である。前述の最小設定単位送りと同様に、ピストンの位置決め精度はアブソリュート型リニアセンサで、ラムはダイヤルゲージを用いて7回測定した。同図中に示したようにピストンとラムの繰り返し位置決め精度は、それぞれ  $\pm 1\mu\text{m}$  と  $\pm 1.5\mu\text{m}$  で、高精度であることを示している。

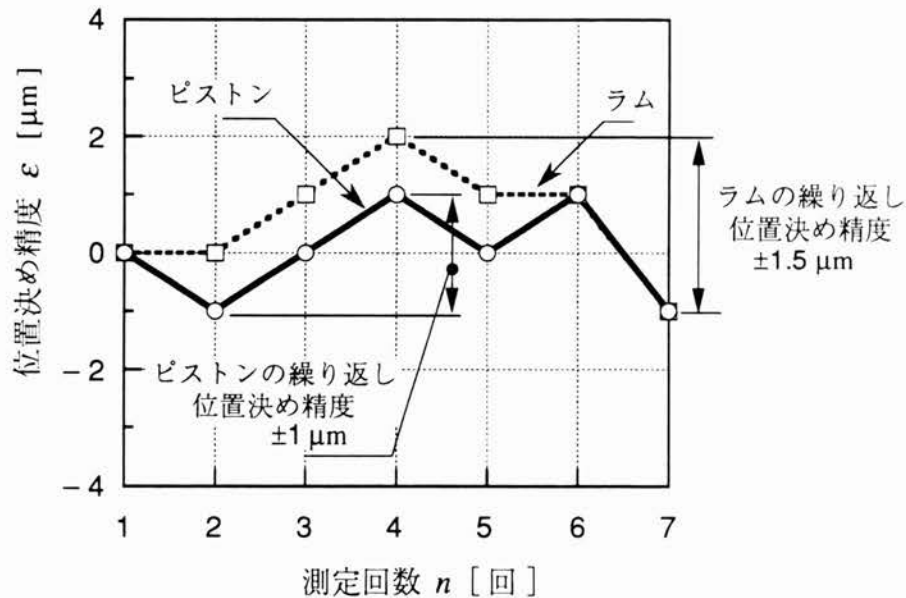


図4.16 LSVを用いた曲げ加工機のピストンとラムの繰り返し位置決め精度

曲げ加工時に反力が油圧ピストンと曲げ加工機のフレームに作用する。4.3.1項の曲げ加工の高精度化のための要因で述べたように、ラム駆動部の剛性と曲げ加工機の機械剛性が低いと材料の曲げ角度がばらつく。そこで、LSVを用いたラム駆動部の油圧サーボ剛性と機械剛性を測定し、その結果を図4.17に示す。これは、ボルスタに油圧ジャッキを固定し、ラムに荷重をかけたときのピストンとラムの変位を測定したものである。ピストンの変位は制御に用いたアブソリュート型リニアセンサで、またラムはボルスタに固定したダイヤルゲージを用いて測定した。同図に示すように、荷重を大きくするとピストンとラムの変位は増加し、最大加工能力である荷重300kNを印加したときのピストンとラムの変位は、それぞれ0.04mmと1.14mmとなった。両者の差1.1mmはフレームの変形である。このことからピストンの油圧サーボ剛性はフレームの剛性より約28倍大きい十分な剛性を有することがわかった。

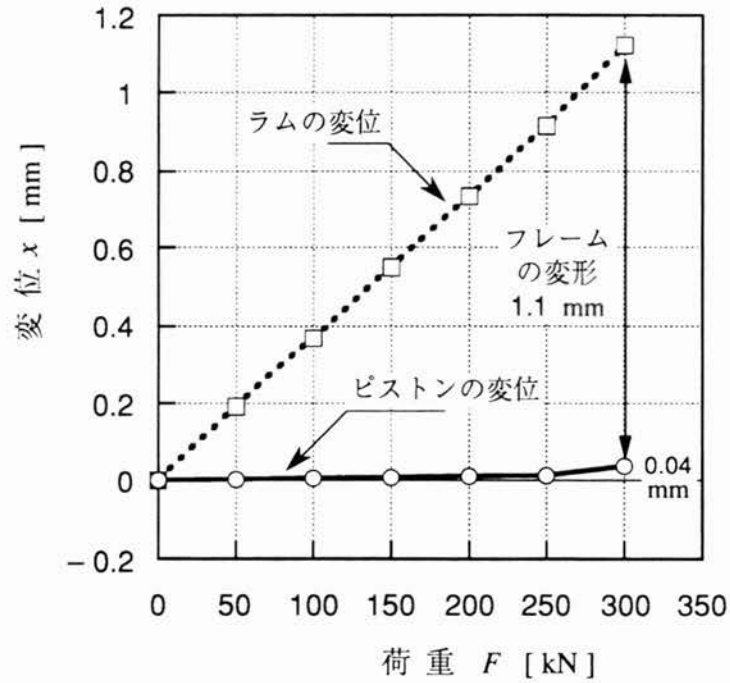


図4.17 LSVを用いた曲げ加工機の油圧サーボ剛性と機械剛性

## (2) 曲げ加工特性

表4.5に実験に用いた曲げ加工条件を示した。金型は $90^\circ$ 曲げ加工に使用する一般的な金型(ストレート金型)を用いて板厚 $1.6\text{ mm}$ のSPCCを $300\text{ mm}$ の長さで曲げた。この場合の曲げ加工に必要なピストンの推力, 即ち加圧力は $40\text{ kN}$ である。なお, 曲げ方向は圧延方向とした。

表4.5 曲げ加工条件

項目	条件
金型：パンチ ダイ	ストレート金型(角度 $88^\circ$ ) V幅： $10\text{ mm}$
材 料	SPCC(新日鉄製) 板の厚さ： $1.6\text{ mm}$
材料寸法	$300 \times 150\text{ mm}$ (曲げ長さ $300\text{ mm}$ )
加 圧 力	$40\text{ kN}$
曲げ方向	圧延方向

図4.18は繰り返し曲げ加工精度である。これは、作動油の温度を40℃一定とし、ワークの曲げ加工を6回行ったものである。曲げ角度は、90度7分から89度57分の間にはばらついており、繰り返し曲げ精度は±5分となった。油圧駆動によるメカストップ機構<sup>17)</sup>を用いた従来の曲げ加工機の繰り返し曲げ精度は±30分であり、LSVを用いた曲げ加工機は、従来機の6倍以上の高精度曲げ加工が可能となった<sup>16)</sup>。

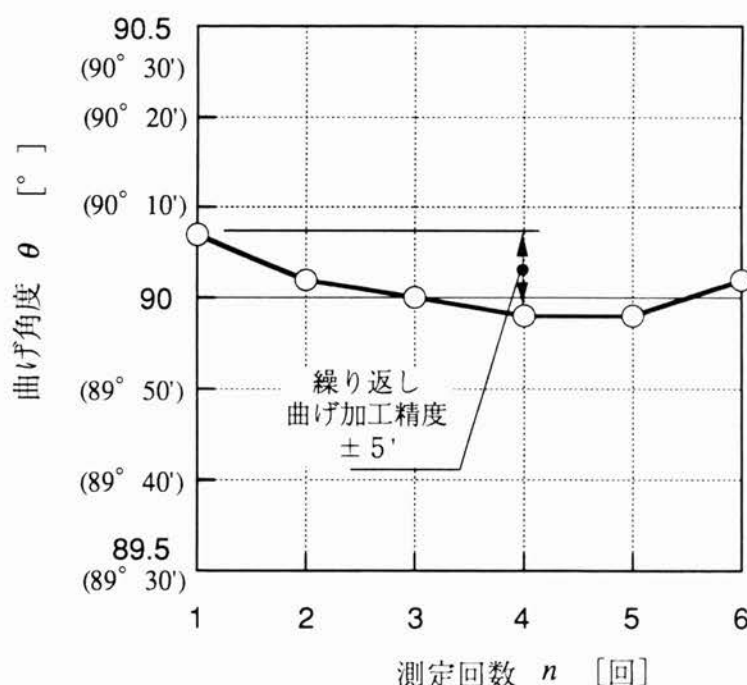


図4.18 LSVを用いた曲げ加工機の繰り返し曲げ加工精度  
(油温：40℃一定)

#### 4.3.4 得られた効果

LDM形サーボモータを用いた直動型油圧サーボバルブ(LSV)を曲げ加工機に搭載し、以下の成果が得られた。

- 1) ピストンとラムの最小設定単位(1 $\mu$ m)送りの精度は、何れも2 $\mu$ m以下と高精度であることがわかった。
- 2) ピストンとラムの繰り返し位置決め精度は、それぞれ $\pm 1\mu$ mと $\pm 1.5\mu$ mで、高精

度であることを確認できた。

- 3) 曲げ加工機の最大加圧能力300 kNを加えた場合のピストンとフレームの変位は、それぞれ0.04 mmと1.1 mmとなった。LSVを用いたピストンの油圧サーボ剛性はフレームの剛性より約28倍大きく、曲げ加工に十分な剛性を有することがわかった。
- 4) 繰り返し曲げ精度は±5分となった。従来の曲げ加工機の繰り返し曲げ精度は±30分であり、LSVを用いた曲げ加工機は従来機の6倍以上の高精度曲げ加工が可能となった。

#### 4.4 プレス搬送装置への応用

##### 4.4.1 リニアモータ形搬送装置の目的と必要性

プレス加工におけるワークの搬送装置は、一次元から三次元動作まであり、その駆動方式はプレス機械の駆動源を利用する直結方式と、他の駆動源を利用する非直結方式に大別される。一般に直結方式は、プレス機械との同期が完全に行なわれ高速化が容易である。しかし、搬送距離などの仕様変更が容易に行なえない、高価などの短所がある。

非直結方式では、回転形サーボモータとリンク機構を用いた回転運動を直線運動に変換する非ダイレクトドライブ機構や、エアシリンダが用いられている。非直結方式の場合、プレス加工の生産性は搬送装置のサイクルタイム（ワークの搬送時間）に大きく依存しており、搬送装置の高速化が要求されている。

リニアモータ形搬送装置をプレス加工に導入した場合、以下の効果が期待できる。

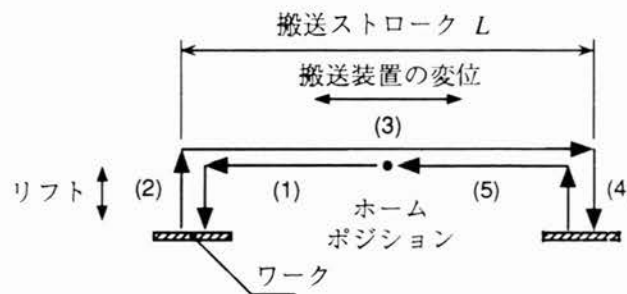
- 1) 高速搬送ができるため生産性の向上
- 2) 搬送ストロークを任意に設定できるため、金型との位置合わせなどが自由にでき段取り時間の大幅な削減
- 2) 保守性が良く、稼働率が向上

本節では、LSM形サーボモータを用いた搬送装置の特性について述べ、LSM形サーボモータのプレス搬送装置への適応の可能性について検討する。

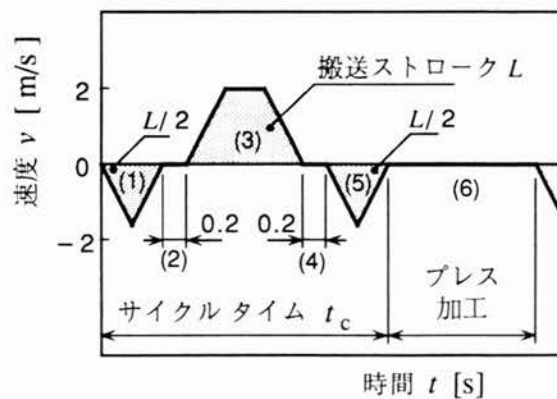
#### 4.4.2 リニアモータ形搬送装置の動作

図4.19はプレス加工工程におけるワークの搬送パターンである<sup>18)</sup>。同図(a)は、ワークの搬送経路と搬送装置の動作を示したもので、同図(b)は、搬送装置の速度パターンである。同図(a)に示したように、ワークを同図の左から右に搬送する。ワークの搬送は搬送装置と搬送装置に取付けられたリフトによる順次動作、即ち工程(1)から(6)によりワークの搬送とプレス加工が行なわれる。各工程の動作は以下のとおりである。

- (1) 搬送装置は、ホームポジションから図4.19(a)に示したように左手方向に移動する。
- (2) ワークとプレス金型の干渉を避けるために、リフトはワークを上昇させる。



(a) ワークの搬送経路



(b) 搬送装置の速度パターン

図4.19 プレス加工工程におけるワークの搬送パターン

- (3) ワークをストローク  $L$  搬送する。
- (4) リフトはワークを下降させ金型にセットする。
- (5) その後、搬送装置はホームポジションにもどる。
- (6) プレス加工を行なう。

図4.19 (b) に示したように、ワークの搬送（工程（1）から（5））に要する時間がサイクルタイム  $t_c$  である。

図4.20 にプレス搬送装置として基礎実験に用いたLSM形サーボモータの外観を示す。

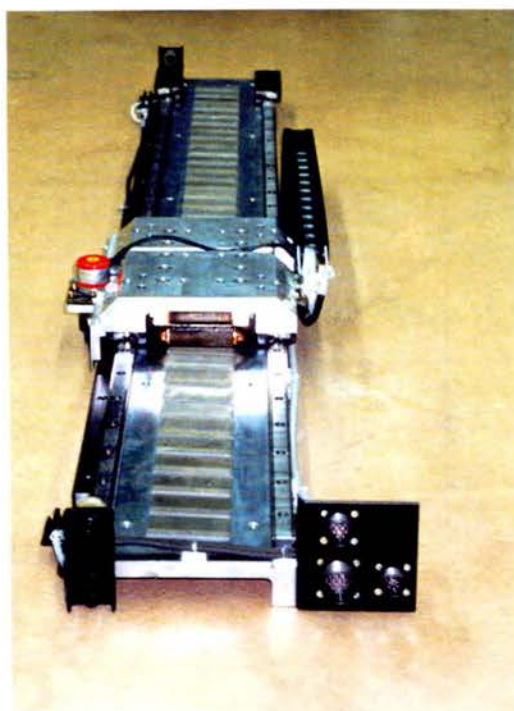


図4.20 プレス搬送装置として基礎実験に用いたLSM形サーボモータ

### 4.4.3 プレス搬送装置としての特性

#### (1) タクトタイム特性

図4.21に、LSM形サーボモータを用いた搬送装置のサイクルタイム特性を示す。同図は、LSMの可動子に質量10kgを積載した場合のサイクルタイムを測定したものである。この積載質量10kgは、リフト（エアシリンダ駆動）の質量8kgとワークの最大質量2kgの和である。また、図4.19に示したように、リフトの上下動作（工程（2）と（4））に要する時間は、従来機で用いられているリフトと同じ0.2秒とした。また、搬送装置の加速度は $10\text{ m/s}^2$ 、最高速度は $2\text{ m/s}$ とした。

同図に示したように、搬送ストローク100mmから800mmの場合のサイクルタイムは、0.88sから1.8sの範囲となった。従来の搬送装置のサイクルタイムは1.7sから2.1sの範囲にあり<sup>19)</sup>、LSM形サーボモータを用いた搬送装置では、より高速な搬送ができることがわかった。LSMを用いた搬送装置は従来の搬送装置と比較してサイクルタイムを14～48%短縮できる見通しを得た<sup>20),21)</sup>。

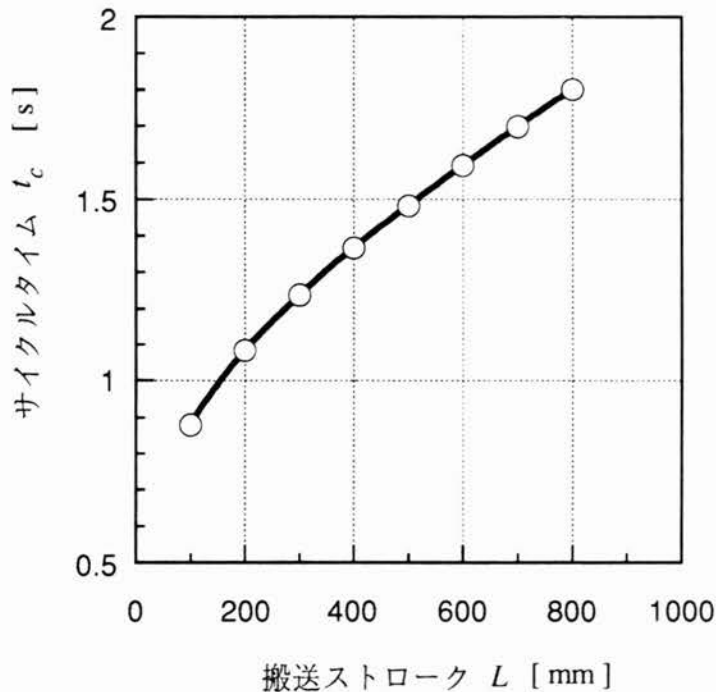


図4.21 LSM形サーボモータを用いた搬送装置のサイクルタイム特性

## (2) 位置決め精度

図4.22は、LSM形サーボモータを用いた搬送装置の直線運動の位置決め精度である<sup>22)</sup>。同図は、「数値工作機械の試験方法通則 J I S B 6 3 3 0」<sup>11)</sup>に基づき、可動子を固定子の端から10mmステップで1,000mmまで駆動した場合の位置決め精度をレーザ測長器を用いて測定したものである。なお、LSM形サーボモータの位置検出に用いた回転形エンコーダの分解能は10 $\mu$ mである。同図中に示したように、位置決め精度は変位指令950mmで70 $\mu$ mとなった。また、位置決め精度に100mmの周期性が認められた。この周期は、可動子の変位検出に用いたピニオン1回転当りの移動量と一致しており、ピニオンの加工精度に依存するものである。

表4.5は、搬送装置の位置決め精度をまとめたものである。繰り返し位置決め精度は

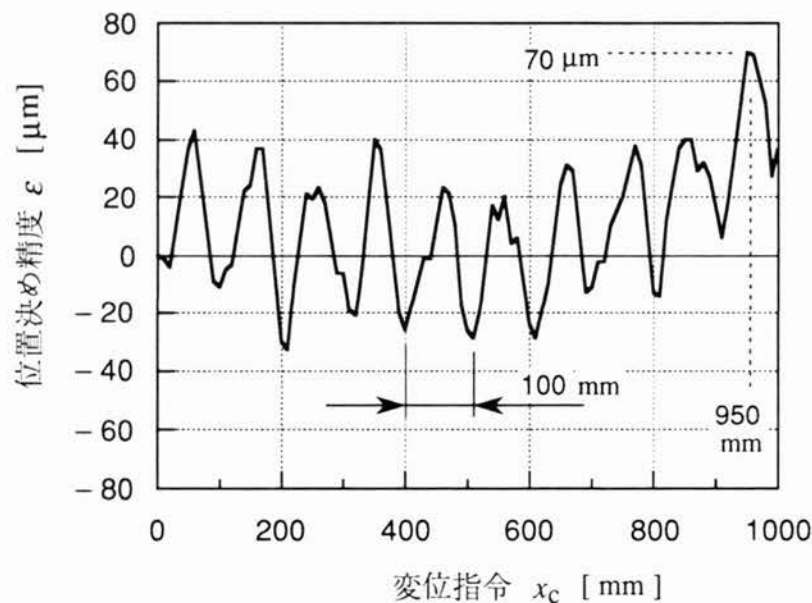


図4.22 LSM形サーボモータを用いた搬送装置の直線運動の位置決め精度

表4.5 LSM形サーボモータを用いた搬送装置の位置決め精度

項目	数値
直線運動の位置決め精度	70 $\mu$ m
繰り返し位置決め精度	$\pm 24$ $\mu$ m
ロストモーション	10 $\mu$ m



±24μm, ロストモーションは10μmとなった。従来の搬送装置の繰り返し位置決め精度は±0.2mm程度<sup>18)</sup>であり, LSM形サーボモータを用いた搬送装置は, プレス加工工程で用いる搬送装置として十分高い位置決め精度を有することがわかった。

#### 4.4.4 得られた効果

LSM形サーボモータを用いた搬送装置に, プレス加工工程に用いられているワークの搬送パターンを導入したところ以下の成果が得られた。

- 1) 従来のプレス加工工程で用いられている搬送装置よりサイクルタイムを14~48%短縮できることがわかった。
- 2) 直線運動の位置決め精度は70μm, 繰り返し位置決め精度は±24μmで, プレス加工工程で用いる搬送装置として十分高い位置決め精度を有することがわかった。
- 3) LSM形サーボモータを用いた搬送装置は, 高速・高精度位置決め搬送が可能であり, 今後プレス加工工程などで用いる高速搬送装置として有望である。

#### 4.5 まとめ

本章では, リニアサーボモータを工作機械に応用した事例を示し, リニアサーボモータの高速・高精度位置決め性能を活かすことで, 工作機械の高精度化と生産性の向上が実現できることを示した。本章で得られた結果をまとめると以下ようになる。

LPM形サーボモータを曲げ加工機 of 材料位置決め装置に導入した結果, 以下の成果が得られた。

- 1) LPM形サーボモータを用いた位置決め装置の最大速度は0.5m/sで従来機と比較して3倍の速度が得られた。なお, 最大速度に立ち上がるまでの加速時間は350msで従来機と同等であった。
- 2) 繰り返し位置決め精度は±20μmとなった。従来機と比較しての5倍の高精度位置決めが可能となった。
- 3) ワークを突き当てたときのLPM形サーボモータの応答を実測し, 曲げ加工に与える影響が極めて少なく, 実用上問題がないことがわかった。

LDM形サーボモータを用いた直動型油圧サーボバルブ（LSV）を曲げ加工機に搭載し以下の成果が得られた。

- 1) ピストンとラムの最小設定単位（ $1\mu\text{m}$ ）送りの精度は、何れも $2\mu\text{m}$ 以下と高精度であることがわかった。
- 2) ピストンとラムの繰り返し位置決め精度は、それぞれ $\pm 1\mu\text{m}$ と $\pm 1.5\mu\text{m}$ で、高精度であることを確認できた。
- 3) 曲げ加工機の最大加圧能力 $300\text{ kN}$ を加えた場合のピストンとフレームの変位は、それぞれ $0.04\text{ mm}$ と $1.1\text{ mm}$ となった。ピストンの油圧サーボ剛性はフレームの剛性より約28倍大きく、曲げ加工に十分な剛性を有することがわかった。
- 4) 繰り返し曲げ精度は $\pm 5$ 分となった。従来の曲げ加工機の繰り返し曲げ精度は $\pm 30$ 分であり、LSVを用いた曲げ加工機は従来の6倍以上の高精度曲げ加工が可能となった。

LSM形サーボモータを用いた搬送装置に、プレス加工工程に用いられているワークの搬送パターンを導入したところ以下の成果が得られた。

- 1) 従来のプレス加工工程で用いられている搬送装置よりサイクルタイムを14～48%短縮できることがわかった。
- 2) 直線運動の位置決め精度は $70\mu\text{m}$ 、繰り返し位置決め精度は $\pm 24\mu\text{m}$ で、プレス加工工程で用いる搬送装置として十分高い位置決め精度を有することがわかった。
- 3) LSM形サーボモータを用いた搬送装置は、高速・高精度位置決め搬送が可能であり、今後プレス加工工程などで用いる高速搬送装置として有望である。

## 第4章の参考文献

- 1) 和多田雅哉・水野勉・張玉琛：プレスブレーキ用バックゲージへのリニアモータの応用，昭和62年精密工学会秋季大会先端技術紹介セッション(1987)
- 2) 水野勉：工作機械における小形モータの応用状況，日本能率協会，'89小形モータ技術シンポジウム，A3-2(1989)
- 3) 水野勉：板金機械のプレスブレーキへのリニアモータの応用，自動化技術，Vol. 21, No. 1, pp. 115-118(1989)
- 4) 長坂長彦：リニアパルスモータの分類と性能比較，電気学会マグネティックス研究会資料，MAG-86-33, pp. 81-90(1986)
- 5) リニア電磁駆動システム調査専門委員会編：リニア電磁駆動システムの現状と応用技術，電気学会技術報告(II部)第314号，pp. 49-50(1989)
- 6) 正田英介 編著：リニアドライブ技術とその応用，オーム社，pp. 50-53(1991)
- 7) 水野勉・長坂長彦・山田雄俊・山本睦・前原利昭・嶋田俊郎・永井正夫・樋口俊郎：リニアモータFA応用の動向(2)，電気学会リニアドライブ研究会資料，LD-91-38, pp. 9-20(1991)
- 8) 水野勉・山本睦：小特集 リニアモータのFAへの応用 II. リニアモータの機械装置への応用，電気学会雑誌，Vol. 112, No. 4, pp. 228-231(1992)
- 9) 水野勉・山田一・山本栄・和多田雅哉・張玉琛：定寸装置用リニアパルスモータ，電気学会マグネティックス研究会資料，MAG-87-145, pp. 15-25(1987)
- 10) 水野勉・山田一・山本栄・和多田雅哉・張玉琛：リニアパルスモータの動特性の改善と板金曲げ加工機の定寸装置への応用，電気学会論文誌D, Vol. 108, No. 10, pp. 903-910(1988)
- 11) 日本規格協会：数値工作機械の試験方法通則，JIS B 6330-1980
- 12) 本郷敏雄：精密板金折曲げ加工，プレス技術，Vol. 30, No. 4, pp. 18-23(1992)
- 13) 関田勝治：曲げ加工，プレス技術，Vol. 31, No. 6, pp. 57-79(1993)
- 14) 水野勉・内藤欽志郎・安西哲也・中村明・北村利光・山田一・脇若弘之・二宮達也・関山篤蔵：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究会資料，LD-92-78, pp. 111-120(1992)
- 15) 水野勉・山田一・脇若弘之：リニア直流モータを用いた高応答油圧サーボバルブ，電気学会論文誌D, Vol. 113-D, No. 8, pp. 1002-1008(1993)
- 16) 水野勉：リニアサーボモータの工作機械への応用，平成5年電気関係学会東海支部連合大会，シンポジウム，No. S2-5, pp. S.22-S.23(1993)
- 17) 関田勝治：油圧式プレスブレーキの見方と選び方，プレス技術，Vol. 31, No. 6, pp.

123-132 (1993)

- 18) 水野勉・西山潤：特集 リニアモータの利用技術4 F A 機器への利用，電気設備学会誌, Vol. 12, No. 10, pp. 925-929 (1992)
- 19) 堀場康信：高速・高汎用・多関節形プレス間ワーク搬送ロボット，プレス技術，Vol. 29, No. 11, pp. 42-47 (1991)
- 20) Tsutomu Mizuno : Application of linear motor to sheeting mechanical system, Japanese Journal of Advanced Automation Technology, Vol. 3, No. 6, pp. 315-318 (1992)
- 21) Tsutomu Mizuno, Hajime Yamada : Performance characteristics of a transfer machine using permanent magnet type linear synchronous motor, Proc. of Int. Conf. on Elec. Machines '92 (ICEM'92), Vol. 2, pp. 721-725, Manchester (1992)
- 22) 水野勉：リニアモータによる板金機械システムへの適用，自動化技術, Vol. 23, No. 7, pp. 53-56 (1991)

## 第5章 結 論

### 5.1 要約

本研究の目的は、工作機械にリニアサーボモータを応用するにあたり解決すべき問題点を明確にすることである。そしてその対処方法を研究するとともに、リニアサーボモータを工作機械に適用した場合の評価を行なうことである。以下に、本研究で得られた成果を各章ごとにまとめる。

1章では、リニアサーボモータとその現状を整理し、工作機械への適応の問題点を明らかにした。サーボモータとしてのリニアモータの磁気回路の設計手法の確立が必要であること、ダイレクトセンシングのためのセンサが必要であること、サーボ制御方式、支持機構などの検討が必要であることを示した。

2章では、リニアモータの中でサーボ性能が優れるLPM形サーボモータ、LSM形サーボモータ、LDM形サーボモータのサーボモータとしての磁気回路解析を行なった。そして、サーボ制御回路を提示し、サーボ化した場合の静推力特性、サーボ化するために必要なセンサについて検討し、その特性について評価した。第2章で得られた成果を要約すると以下のようなになる。

LPMのサーボ化に関しては、次の成果が得られた。

- 1) LPM形サーボモータの静推力の表現式をパーミアンス法を用いて導出した。そして、実測値と計算値を比較し、解析の妥当性を確認した。
- 2) LPM形サーボモータの二次側をスケールとするダイレクトセンシングの方式を整理し、新たに考案したつづら折れセンサの特性について評価した。そして、本センサがダイレクトセンシングの方式として優れていることを示した。
- 3) LPM形サーボモータの永久磁石および励磁電流による磁束を測定し、特に励磁電流による磁束の位相遅れが顕著で、25度以上あることがわかった。そして、この位相遅れを補償するために励磁電流の位相補償を行った。これにより加速特性と最高速度が改善され、0.8 m/s までの加速時間が位相補償を行わない場合と比較し58%に減少した。LPM形サーボモータを高速駆動するために本手法が有効な手段であることを示した。

永久磁石形LSMのサーボ化に関しては、以下の成果が得られた。

- 1) 永久磁石形LSMの静推力の表現式をパーミアンス法および二次元FEMを用いて導出した。
- 2) 永久磁石の磁石幅およびテーパ長さが、静推力の高調波成分に大きな影響を与えることをFEM解析により明らかにし、静推力の高調波成分を低減する磁石寸法 ( $W/\tau = 0.73$ ,  $W_t = 7\text{ mm}$ ) を示した。
- 3) 上記の検討結果に基づき、最大静推力450N (8.8A) の試作機を製作し、解析手法の妥当性を確認した。即ち、速度起電力および静推力の実測値に対するFEMおよびパーミアンス法による計算誤差は、それぞれ10および20%程度であった。
- 4) パーミアンス法による計算値は、平均静推力の実測値と一致した。パーミアンス法による静推力の計算方法は、簡便であり、永久磁石形LSMの概略設計に有用であることを示した。

LDMのサーボ化に関しては、以下の成果が得られた。

- 1) LDM形サーボモータを用いた直動型サーボバルブ(LSV)の高速・高応答化について検討した。
- 2) LSVの制御範囲 $\pm 0.5\text{ mm}$ 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則による電流力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。
- 3) 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、即ち、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。
- 4) LSVの $90^\circ$ 位相遅れ周波数は500Hz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。

3章ではリニアモータの支持機構を分類しその特徴について述べた。そして支持機構の観点からリニアモータを工作機械に適應するための問題点について検討し以下の結果を得た。

L S M形サーボモータに用いたボール循環式直線軸受の高速駆動時における軸受の耐久性に関して検討し以下の結果を得た。

- 1) 直線軸受に作用する荷重を明確にした。L S M形サーボモータの励磁電流 8.8 A における垂直力は 2.9 k N で、垂直力は励磁電流に比例して増加するが、変位によらず一定であった。また、直線軸受の構造に起因して軸受自身が發生する加速度は  $50 \text{ m/s}^2$  以上であり、またこの加速度による変動荷重の最大値は 1.1 k N で垂直力の 38% となった。
- 2) 移動速度から經驗的に得られている荷重係数  $f_w = 3$  を用いた場合の直線軸受の定格寿命計算値は、4,100 km であった。しかし、走行実験により 16,000 km 以上の耐久性があることを確認した。設計段階で定格寿命を高精度で推定するためには、荷重係数について多くの機関で再検討する必要があるであろう。

2種類の支持機構（ボール循環式直線軸受と円筒ころ軸受）を用いたL P Mを研削盤に応用し、研削特性の観点から支持機構の検討を行ない以下の結果を得た。

- 1) 支持機構の剛性が研削特性に及ぼす影響について検討した。リニアモータの垂直力は小さくまた垂直力の変動が無いこと、軸受はリジッドであることが重要である。
- 2) 良い工作精度を得るためには、リニアモータの設置方法も検討する必要がある。即ち、リニアモータの垂直力の作用方向と工作機械の加工方向を一致させないようにリニアモータを設置する必要があるであろう。

4章では、リニアサーボモータと支持機構を工作機械に応用した事例を示し、リニアサーボモータの特徴である高速性と高精度位置決め性能を活かすことで工作機械の高精度化と生産性の向上が実現できることを示した。第4章で得られた成果を要約すると以下のようになる。

- 1) L P M形サーボモータを曲げ加工機の方法位置決め装置に導入し、高速化と高精度化が実現できることを示した。L P M形サーボモータを用いた位置決め装置の最大速度は  $0.5 \text{ m/s}$  で従来機と比較して3倍の速度が得られた。また、繰り返し位置決め精度は  $\pm 20 \mu\text{m}$  で従来機と比較しての5倍の高精度位置決めが可能となった。更に、ワークを突き当てたときのL P M形サーボモータの応答を実測し、曲げ加工に与える影響が極めて少なく、実用上問題がないことがわかった。
- 2) L D M形サーボモータを用いた直動型油圧サーボバルブ（L S V）を曲げ加工機に搭

載し曲げ加工の高精度化が実現できることを示した。まず、ピストンとラムの最小設定単位（ $1\mu\text{m}$ ）送りの精度は、何れも $2\mu\text{m}$ 以下と高精度であることがわかった。

次に、ピストンとラムの繰り返し位置決め精度は、それぞれ $\pm 1\mu\text{m}$ と $\pm 1.5\mu\text{m}$ で、高精度であることを確認できた。更に、曲げ加工機の最大加圧能力 $300\text{ kN}$ を加えた場合のピストンとフレームの変位は、それぞれ $0.04\text{ mm}$ と $1.1\text{ mm}$ で、ピストンの油圧サーボ剛性はフレームの剛性より約28倍大きく、曲げ加工に十分な剛性を有することがわかった。そして、繰り返し曲げ精度は $\pm 5$ 分でLSVを用いた曲げ加工機は従来の6倍以上の高精度曲げ加工が可能となった。

- 3) LSM形サーボモータを用いた搬送装置は、従来のプレス加工工程で用いられている搬送装置よりサイクルタイムを14～48%短縮できることがわかった。また、直線運動の位置決め精度は $70\mu\text{m}$ 、繰り返し位置決め精度は $\pm 24\mu\text{m}$ で、プレス加工工程で用いる搬送装置として十分高い位置決め精度を有することがわかった。LSM形サーボモータを用いた搬送装置は、高速・高精度位置決め搬送が可能であり、今後プレス加工工程などで用いる高速搬送装置として有望である。



## 5.2 今後の展望

工作機械の高速・高精度化要求に対してリニアサーボモータの採用は有効な手段となる。しかし、単に直線運動をリニアサーボモータに置換する発想だけでは工作機械への適応は困難であり、ダイレクトドライブの優位性を発揮できるシステムを構築しなければならない。

本研究では、LPM形サーボモータ、LSM形サーボモータ、LDM形サーボモータの特徴を踏まえた上で、それぞれ異なった工作機械に適用し、工作機械の高精度化と生産性の向上が図れることを示した。リニアサーボモータの工作機械への応用は初期的段階にあり、残された問題点も多い。特に、応用する工作機械ごとにそのポイントが異なることが問題を複雑にしている。リニアサーボモータの工作機械への適用を拡大するためには以下の研究開発が必要であろう。

- 1) リニアサーボモータに組み込まれるセンサの種類や設置方法は工作機械の工作精度を決定づける一要因である。工作機械では工作加工時の反力が作用し、加工機本体も歪む。従ってリニアサーボモータに用いるセンサの設置位置や取付け方法も検討が必要である。
- 2) 工作機械では機械加工時に発生する反力が駆動系に作用する。ボールねじと回転形サーボモータを用いた回転/直線運動変換機構では衝撃力をボールねじが受けもっている。リニアサーボモータは運動変換機構を持たないため、機械加工時の反力が直接リニアサーボモータの推力に外乱として作用する。更に、レーザ加工機、円弧切削などでは位置追従誤差が問題となることがある。これらに対しては、リニアサーボモータの推力アップと制御方法で対処する必要がある。
- 3) 工作精度は駆動系の支持案内精度に大きく影響される。回転形サーボモータとボールねじを用いた従来の駆動システムでは、回転モータが直線支持案内機構に与える悪影響は少ない。しかしリニアサーボモータの垂直力は、支持機構に直接作用する。本研究では、リニアモータの垂直力と支持機構が工作精度に与える影響について検討し、リニアモータの垂直力は小さくまた垂直力の変動が無いこと、軸受はリジッドであること、リニアモータの垂直力の作用方向と工作機械の加工方向を一致させないようにリニアモータを設置する必要があることを示した。支持機構に作用する垂直力の軽減方法として両側式構造とすることも考えられる。しかし、この場合では、支持機構は片持ち構造で機械フレームに固定されることになるため、この結合部の剛性を大きくする必要があろう。また、工作精度に大きく影響を与えるのは垂直力の変動であるか

ら垂直力の変動を低減する駆動方法の開発も重要な研究テーマとなる。

更に、工作機械は長期間の耐久性が要求される。支持機構にはリニアサーボモータの垂直力が直接作用し、かつ支持機構は高速駆動されるため、リニアモータ用の支持機構の開発が必要である。

- 4) 切削加工などの軸送りにリニアサーボモータを応用するためには推力が数千～数万Nのリニアサーボモータが必要である。リニアモータの小型化のためには大きな接線応力がだせるリニアモータが必要となる。近年、 $10\text{ N/cm}^2$ 程度の接線応力を持つリニアモータが開発されつつありリニアサーボモータの推力アップが期待できる。
- 5) 超精密加工を行なう場合には、駆動系の発熱によるフレームなど熱膨張が問題となることがある。これに対しては、リニアサーボモータの一次側を固定子とすることで冷却が容易となる。
- 6) その他に、防塵対策がある。工作機械の設置環境は悪く、切削油、オイルミスト、切り屑などがある。リニアモータの漏れ磁束によって鉄粉が一次側と二次側間のギャップに進入することがあり、動作不能に陥る恐れもある。工作機械で主に用いられている防塵カバーには、テレスコピック形やジャバラ形などがあるがいずれも $0.5\text{ m/s}$ 以下であり、高速駆動用の防塵カバーの開発が必要である。

本論文で示したように工作機械にリニアサーボモータを応用する場合には、その応用機械ごとに開発のポイントが異なる。機械設計者が従来の回転形サーボモータとボールねじをカタログの中から選定するようにリニアサーボモータ選定することは現状困難である。従って、リニアサーボモータと機械の設計者がお互いに協力する必要がある。

本研究が、リニアサーボモータの工作機械への応用の発展に貢献できれば幸いである。

## 謝 辞

本研究を遂行し、論文をまとめるにあたり、終始ご懇切なご指導とご鞭撻を賜りました信州大学工学部 山田 一 教授に衷心より敬意と感謝の意を捧げる次第です。

東京大学工学部 正田英介 教授ならびに武蔵工業大学工学部 海老原大樹 教授には終始熱意をもってご教示ご討論して頂きますとともに、ご激励を賜りましたことに深く感謝の意を捧げる次第です。

信州大学工学部 脇若弘之 助教授には、つづら折れセンサの研究についてご指導ご教示を賜りました。ここに深く感謝の意を捧げる次第です。

電気学会リニア電磁駆動システム調査専門委員会（委員長 東京大学 正田英介 教授）、リニアモータFA応用調査専門委員会・搬送システム用リニアモータ調査専門委員会（委員長 武蔵工業大学 海老原大樹 教授）、リニアドライブ用計測・制御調査専門委員会・リニアモータ制御技術調査専門委員会（委員長 東京農工大学 鹿野快男 教授）、電磁型人工心臓調査専門委員会・電磁駆動型人工心臓システム調査専門委員会（委員長 信州大学 山田 一 教授）、搬送用リニアモータ応用技術調査専門委員会（委員長 神鋼電機株式会社 荻田充二 主任研究員）において、ご討論ご教示頂きました委員長をはじめ各委員の方々に厚くお礼申し上げます。

本研究を行なう機会を与えて下さいました株式会社アマダ天田勇 名誉会長、江守龍治 会長、天田満明 副会長、上田信之 社長に厚くお礼申し上げます。

本研究の推進、実験、討論などにご協力を頂きお世話になりました株式会社アマダ技術研究所、山本栄 氏（現 アジア金属工業株式会社）、和多田雅哉 氏（現 武蔵工業大学）、安西哲也 課長ならびにメンバーの皆様に感謝と御礼を申し上げます。

# 発表論文

## 1. 学会論文 7件

- 1) 山本行雄・山田一・水野勉：定電流駆動時の平板状リニアパルスモータの自起動周波数，電気学会論文誌，Vol. 103-B, No. 5, p. 374 (1983)
- 2) 水野勉・山田一・山本栄・和多田雅哉・張玉琛：リニアパルスモータの動特性の改善と板金曲げ加工機の定寸装置への応用，電気学会論文誌D，Vol. 108, No. 10, pp. 903-910 (1988)
- 3) 水野勉・山田一：永久磁石形リニア同期モータの静推力特性，電気学会論文誌D，Vol. 111, No. 6, pp. 482-488 (1991)
- 4) 山口昌樹・水野勉・飯尾稔・奈雲正通・鈴木弘也・山田一：円筒状鉄心可動形リニア振動アクチュエータの静推力特性解析，電気学会論文誌D，Vol. 112, No. 7, pp. 657-662 (1992)
- 5) Tsutomu Mizuno, Hajime Yamada : Magnetic circuit analysis of a linear synchronous motor with permanent magnets, IEEE Transactions on Magnetics, Vol. 28, No. 5, September 1992, pp. 3027-3029 (1992)
- 6) 水野勉・山本栄・山田一：リニアモータの支持機構として直線軸受を用いた場合の軸受特性，電気学会論文誌D，Vol. 113, No. 1, pp. 96-102 (1993)
- 7) 水野勉・山田一・脇若弘之：リニア直流モータを用いた高応答油圧サーボバルブ，電気学会論文誌D，Vol. 113-D, No. 8, pp. 1002-1008 (1993)

## 2. 国際会議 2件

- 1) Tsutomu Mizuno, Hajime Yamada : Magnetic circuit analysis of a linear synchronous motor with permanent magnets, 1992 Digests of the INTERMAG Conf., GQ-03, St. Louis (1992)
- 2) Tsutomu Mizuno, Hajime Yamada : Performance characteristics of a transfer machine using permanent magnet type linear synchronous motor, Proc. of Int. Conf. on Elec. Machines '92 (ICEM'92), Vol. 2, pp. 721-725, Manchester (1992)

## 3. 国内研究会 23件

- 1) 山田一・祖川憲司・水野勉・山本行雄：平板状リニアパルスモータの特性解析，電気学会マグネティックス研究会資料，MAG-81-56, pp. 19-26 (1981)

- 2) Hajime Yamada, Tsutomu Mizuno, Yukio Yamamoto : Thrust analysis of pulse motor, 電気学会マグネティックス研究会資料, MAG-82-95, pp. 35-44 (1982)
- 3) 山田一・水野勉・横井利彰・塚田均・大平膺一：ヨーロッパにおけるリニアモータの開発動向（2），電気学会マグネティックス研究会資料, MAG-83-5, pp. 39-48 (1983)
- 4) 山田一・水野勉・田口一美・福永信太郎・西沢尚武・荊木義孝・原芳明：リニアパルスモータを利用した人工心臓用アクチュエータの開発，電気学会マグネティックス研究会資料, MAG-83-10, pp. 1-17 (1983)
- 5) 山田一・水野勉・新海孝広・島田英輝・山本行雄・上岡重信・尾崎謙三：円筒状リニアパルスモータの推力特性，電気学会マグネティックス研究会資料, MAG-83-11, pp. 19-28 (1983)
- 6) 水野勉・山田一・山本栄・和多田雅哉・張玉琛：定寸装置用リニアパルスモータ，電気学会マグネティックス研究会資料, MAG-87-145, pp. 15-25 (1987)
- 7) 山田一・小林学・脇若弘之・岸本哲・水野勉：磁気異方センサによる鉄鋼材料の非接触式応力測定，日本非破壊検査協会，NDI資料, No. 3905, pp. 22-29 (1988)
- 8) 水野勉・楠徳郎・飯尾稔・山田一・鈴木広也：円筒状鉄心可動形リニア振動アクチュエータの磁気回路解析，電気学会マグネティックス・リニアドライブ合同研究会資料, MAG-89-183, LD-89-38, pp. 1-10 (1989)
- 9) 水野勉・小俣均：永久磁石形LSMの静推力解析，電気学会リニアドライブ研究会資料, LD-90-28, pp. 1-11 (1990)
- 10) 脇若弘之・山田一・山本栄・水野勉：リニアパルスモータのスケールを検出するセンサの比較検討，電気学会マグネティックス・リニアドライブ合同研究会資料, MAG-91-31, LD-91-5, pp. 41-48 (1991)
- 11) 水野勉・山本栄：リニア同期モータに用いた循環式玉軸受の走行実験報告，電気学会マグネティックス・リニアドライブ合同研究会資料, MAG-91-34, LD-91-8, pp. 69-81 (1991)
- 12) 水野勉・長坂長彦・山田雄俊・山本睦・前原利昭・嶋田俊郎・永井正夫・樋口俊郎：リニアモータFA応用の動向（2），電気学会リニアドライブ研究会資料, LD-91-38, pp. 9-20 (1991)
- 13) 脇若弘之・山本栄・水野勉：文献調査から見た人工心臓用電磁アクチュエータの研究開発動向，電気学会マグネティックス・リニアドライブ合同研究会資料, MAG-91-225, LD-91-60, pp. 1-14 (1991)
- 14) 山本栄・水野勉・山田一・和多田雅哉：リニアモータの軸受に関する問題点，電気学会マグネティックス・リニアドライブ合同研究会資料, MAG-91-241, LD-91-

76, pp. 35-42 (1991)

- 1 5) 脇若弘之・水野勉・山本栄・山田一：つづら折れコイル形センサによるLPMの同期化とその特性，電気学会リニアドライブ研究会資料，LD-92-13, pp. 111-120 (1992)
- 1 6) 水野勉・内藤欽志郎・安西哲也・中村明・北村利光・山田一・脇若弘之・二宮達也・関山篤蔵：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究会資料，LD-92-78, pp. 111-120 (1992)
- 1 7) 脇若弘之・須山伸二・水野勉・山本栄：つづら折れコイル形リニアセンサの位置検出精度の検討，電気学会リニアドライブ研究会資料，LD-92-83, pp. 27-36 (1992)
- 1 8) 山田一・脇若弘之・山口昌樹・山本栄・水野勉・佐藤安雄，リニア電磁デバイスと磁性材料，電気学会マグネティックス研究会資料，MAG-93-16, pp. 1-10 (1993)
- 1 9) 山田一・井街宏・脇若弘之・山本栄・水野勉：最近の電磁駆動型人工心臓システムの研究開発動向，電気学会マグネティックス・リニアドライブ合同研究会資料，MAG-93-31, LD-93-1, pp. 1-10 (1993)
- 2 0) 水野勉・小豆澤照男・大橋健・米沢栄一・中代重幸・武田洋二：搬送用リニアモータの基礎技術，電気学会リニアドライブ研究会資料，LD-93-24, pp. 103-113 (1993)
- 2 1) 荻田充二・佐藤安雄・大澤悟・水野勉・藤川淳・水間毅：リニアモータ搬送の適用例（2），電気学会リニアドライブ研究会資料，LD-93-26, pp. 125-136 (1993)
- 2 2) 水野勉・梶岡守正・森山毅・米沢栄一・和多田雅哉：リニアドライブ用計測・制御の動向（4）（FA機器における動向），電気学会リニアドライブ研究会資料，LD-93-42, pp. 31-40 (1993)
- 2 3) 脇若弘之・渡邊寿一・坂田文男・山崎宣悦・水野勉・山田一：構造用鋼材の低磁界における磁気特性，電気学会マグネティックス研究会資料，MAG-93-161, pp. 93-102 (1993)

#### 4. 学会報告・講演 13件

- 1) 山田一・水野勉・山本行雄：平板状リニアパルスモータの動推力測定方法，昭和56年度電気関係学会東海支部連合大会，No. 137 (1981)
- 2) 山田一・水野勉・青木周三・鈴木重光・山本行雄：平板状リニアパルスモータの自起動周波数特性，昭和57年電気学会全国大会，No. 790 (1982)
- 3) 山田一・大塚一彦・水野勉：小型磁気異方性センサによる薄鋼板の微小欠陥の検出，非破壊検査，昭和57年度春季大会，Vol. 31, No. 2, pp. 182-183 (1982)

- 4) 山田一・水野勉・新海孝広・島田英輝・山本行雄・原芳明：平板状リニアパルスモータの歯の形状による静推力特性の相違，昭和58年電気学会全国大会，No. 815 (1983)
- 5) 和多田雅哉・水野勉・張玉琛：プレスブレーキ用バックゲージへのリニアモータの応用，昭和62年精密工学会秋季大会先端技術紹介セッション (1987)
- 6) 水野勉：工作機械における小形モータの応用状況，日本能率協会，'89小形モータ技術シンポジウム，A3-2 (1989)
- 7) 飯尾稔・楠徳郎・南雲正通・山田一・水野勉・鈴木弘也：円筒状鉄心可動形リニア振動アクチュエータの静推力解析，平成2年電気学会産業応用部門全国大会，No. 189, pp. 795-800 (1990)
- 8) 岸本哲・小林学・水野勉・鈴木次郎・山田一：磁気異方性センサによる冷間圧延平板(SPCC)の残留応力分布の非接触測定，非破壊検査，Vol. 39, No. 2, 平成2年度春季大会講演概要集，pp. 183-184 (1990)
- 9) 水野勉・山本栄・山田一・和田多雅哉：リニアパルスモータの研削盤への応用，平成3年電気関係学会東海支部連合大会，No. 188 (1991)
- 10) 山田一・脇若弘之・山本栄・水野勉：内外（世界）における電磁型人工心臓システムの研究開発動向，平成4年電気学会全国大会，シンポジウム，No. S21-1 (1992)
- 11) 脇若弘之・須山伸二・水野勉・山本栄：LPM磁極歯位置測定用つづら折れコイルのインピーダンス特性，平成4年電気学会全国大会，No. 1646, pp. 14-36 (1992)
- 12) 脇若弘之・須山伸二・水野勉・山本栄：つづら折れコイル形リニアセンサの開発と誤差解析，平成5年電気学会産業応用部門全国大会，No. 146, pp. 625-630 (1993)
- 13) 水野勉：リニアサーボモータの工作機械への応用，平成5年電気関係学会東海支部連合大会，シンポジウム，No. S2-5, pp. S.22-S.23 (1993)

## 5. 学会解説 4件

- 1) 電気学会リニア電磁駆動システム調査専門委員会編：リニア電磁駆動システムの現状と応用技術，電気学会技術報告（II部）第314号，5.2節「リニアモータのFAへの応用」担当 (1989)
- 2) 水野勉・山本睦：小特集 リニアモータのFAへの応用 II. リニアモータの機械装置への応用，電気学会雑誌，Vol. 112, No. 4, pp. 228-231 (1992)
- 3) 水野勉・西山潤：特集 リニアモータの利用技術 4 FA機器への利用，電気設

備学会誌, Vol. 12, No. 10, pp. 925-929 (1992)

- 4) 電気学会 搬送システム用リニアモータ調査専門委員会 編: 搬送システムとリニアモータ応用, 電気学会技術報告 (II部) 第467号, 3.1 節「支持技術」担当 (1993)

## 6. 一般雑誌・解説 3件

- 1) 水野勉: 板金機械のプレスブレーキへのリニアモータの応用, 自動化技術, Vol. 21, No. 1, pp. 115-118 (1989)
- 2) 水野勉: リニアモータによる板金機械システムへの適用, 自動化技術, Vol. 23, No. 7, pp. 53-56 (1991)
- 3) Tsutomu Mizuno: Application of linear motor to sheeting mechanical system, Japanese Journal of Advanced Automation Technology, Vol. 3, No. 6, pp. 315-318 (1992)

## 7. 共著書 2件

- 1) 山田一 編著: リニアモータ応用ハンドブック, 工業調査会, 第4章「最近のリニアパルスモータに関する日本特許(pp. 246-247)」, 「V R形リニアパルスモータの基本特許(p. 253)」担当 (1986)
- 2) 正田英介 編著: リニアドライブ技術とその応用, オーム社, 第4章「リニアドライブシステムのF Aへの応用(pp. 49-95)」編者担当 (1991)

## 8. 工業所有権 8件

- 1) 山本栄・水野勉: プレス機械におけるワーク突当装置, 公開特許公報 昭60-148631, 特許公報 平3-32413, 特許登録 第1670134号
- 2) 水野勉・山本栄: リニアパルスモータ, 公開実用新案公報 昭60-177678, 実用新案公報 平3-12054, 実用新案登録 第1887576号
- 3) 水野勉・安部定男: リニアモータ, 公開実用新案公報 昭61-17884, 実用新案公報 平1-39115, 実用新案登録 第1821417号
- 4) 水野勉: ノッチングマシン, 公開実用新案公報 昭61-201726, 実用新案公告 平1-41540, 実用新案登録 第1824823号
- 5) 水野勉: ターンテーブル, 公開実用新案公報 昭62-15435, 実用新案公報 平2-43640, 実用新案登録 第1869954号
- 6) Shigeru Yamamoto, Tsutomu Mizuno: Linear stepping motor, United States Patent, Num-



ber - 4714849 Dec. 22 (1987)

- 7) 水野勉・山本栄・飯野雅一：電磁比例制御弁，公開特許公報 昭60-109678，特許公報 平4-51703，特許登録 第1770762号
- 8) 山本栄・水野勉：リニアパルスモータの鉄心締結構造，公開特許公報，昭60-216761，特許公報 平4-63624，特許登録 第1771254号