電気粘性流体を用いた液圧制御弁* (圧力制御弁への応用)

横 田 眞 一^{*1}, 近 藤 豊^{*2}

A Control Valve by Making Use of an Electro-rheological Fluid (Application to Pressure Control Valves)

Shinichi YOKOTA and Yutaka KONDOH

Electro-rheological (ER) fluids change their apparent viscosity according to the electric field strength. Using ER fluids, it is possible to directly interface between electric signals and fluid power without moving parts. This study aims at practical applications of ER fluids to fluid power systems, especially to control valves (ER valves). In this paper, first, static characteristics of a two-port ER valve is experimentally clarified to obtain basic characteristics of ER valves. Secondly, making the best use of the features of the ER valve, a three-port pressure control valve using ER fluids is proposed and manufactured. Static and dynamic characteristics of the manufactured pressure control valve are measured. Thirdly, using the manufactured pressure control valve, a one-link manipulator with FHA (Flexible Hydraulic Actuator) is driven. As a result, it is experimentally confirmed that the pressure control valve using ER fluids is applicable to use in driving actuators.

Key Words: Fluid Power System, Control Valve, Electro-rheological Fluid, ER Valve, Pressure Control Valve, Flexible Hydraulic Actuator, Dynamic Characteristics

1. ま え が き

電気粘性流体または ER 流体(Electro-rheological Fluid)と呼ばれる, 外部電界をかけると著しく粘性が変化する流体があり, このような効果を電気粘性効果または ER 効果と呼ぶ。電気粘性流体は均一系電気粘性流体と粒子分散系電気粘性流体に大別されるが, 粒子分散系電気粘性流体の ER 効果は, 絶縁油に固体粒子を混ぜると外部電界により固体粒子が誘電分極を起し鎖状構造を形成することにより起こると考えられている。電気粘性流体を用いることで可動部なしに電気信号で直接, 流体の流れを制御することが可能となり, 単純構造で高信頼, 高応答, 高機能な流体機械の開発が期待される。近年になって無機・有機複合粒子を絶縁油に混ぜた電気粘性流体⁽¹⁾が開発され, 耐熱性, 耐久性, 温度依存性といった問題がかなり改善された。しかも ER 効果によるせん断応力が大きく消費電力は小さいことから電気粘性流体の実用化が期待されている。本研究は無機・有機複合粒子を用いた電気

粘性流体の液圧回路システムへの応用, とくに液圧制御弁(以下 ER バルブと呼ぶ)への応用を目的とする。

電気粘性流体を液圧回路システムへ応用したこれまでの研究としては, Strandrud⁽²⁾ がピストンシリンダ内に電極をもうけ電気粘性流体を応用したアクチュエータを試作し, 振動試験機に應用している。また, Simmonds⁽³⁾ は四組の電極でブリッジを構成し, ダイアフラムを用いたシリンダを動かしている。田中ら⁽⁴⁾ は二組の電極を直列につなぎ, その間を制御ポートとし電気粘性流体によりゴム人工筋を駆動している。また, ダンパ⁽⁵⁾⁽⁶⁾ やクラッチ⁽⁷⁾ への応用研究もなされている。しかし, これらこれまでの研究で電気粘性流体の可能性がすべて検討されたとは言えない。特に液圧回路システムへの応用に関しては十分な応用研究がなされておらず, まだ多くの可能性が残されていると思われる。

本論文ではまず 2 ポート ER バルブを試作し, 流量, バルブ両端に生じる差圧, 印加電圧間の静特性を実験的に調べ, ER バルブの液圧回路システムへの応用の可能性を検討している。次に本研究では ER バルブは圧力制御弁に適した特性をもっていることに着目し, 電気粘性流体を用いた圧力制御弁(以下, 圧力制御 ER バルブと呼ぶ)を提案および試作し, さらに試作した

* 原稿受付 1996 年 2 月 15 日。

^{*1} 正員, 東京工業大学精密工学研究所 (〒226 横浜市緑区長津田町 4259)。

^{*2} 正員, 東京工業大学大学院。

圧力制御 ER バルブを用いて実際に一軸マニピュレータを駆動した。

2. 電気粘性流体および 2ポート ER バルブ

2・1 電気粘性流体 本研究で使用している電気粘性流体⁽¹⁾は図1に示すように、絶縁油に、ER効果を引き起こす固体粒子(ER粒子)を混ぜた粒子分散系電気粘性流体である。絶縁油にはER粒子と比重を合わせるため高比重シリコンオイルを使用し、ER粒子としてポリマ粒子の表面を特殊酸化チタンの微粒子で被覆した無機・有機複合粒子を30%wt.で分散させている。分散後の粘度は65 mPa・sである。また、ER粒子径は16 μm 程度である。無機・有機複合粒子を用いた電気粘性流体は、複合粒子が低比重のため分散媒をほぼ同じ比重にすることが可能なことから耐沈降・分散安定性に優れている。複合粒子は柔軟材を多く用いているため、電極板などを摩耗する心配もない。また、作動温度範囲が広く、低電流形であるなどの特長をもつ。

2・2 2ポート ER バルブ 電気粘性流体は、図2(a)に示すように電極間に電界をかけるとER粒子が誘電分極を起こしクラスタを形成する。図2(b)のように電気粘性流体を電極間に流した状態で電極間に電界をかけると、このクラスタの発生により電極間に

Fig. 2 Principle of ER valves

おいて流れに対し大きな抵抗が発生し、見かけ上粘度が増す⁽⁸⁾。ERバルブはこの現象を利用し、流れを制御しようとするものである。

本研究ではまず基本特性を明らかにする目的で、電極間に電気粘性流体を流し、電界強度を一定としたときの差圧-流量間の静特性を実験により測定した。電極は12層の平行平板電極で構成されており、電極間隔は0.5 mm、長さ40 mm、幅26 mmである。電極の総面積は125 cm^2 となる。実験ではまず電極間に電気粘性流体を40 cm^3/s 流し、その状態で一定電圧を印加し徐々に流量を減らしながら差圧を測定した。測定は40 cm^3/s から5 cm^3/s の間を3往復して行った。測定結果を図3(a)に示す。図3(a)の結果より電界強度により差圧が変化しているのがわかる。また、特徴的なこととして、流量に依存せずほぼ一定の差圧を生じているのがわかる。これは均一系電気粘性流体にはない粒子分散系電気粘性流体の特徴でもある。粒子分散系電気

(a) Static characteristics between differential pressure and flowrate (flowrate of 40 cm^3/s to 5 cm^3/s)

(b) Static characteristics between current and flowrate (flowrate of 40 cm^3/s to 5 cm^3/s)

Fig. 3

粘性流体は、ビンガムプラスチック流体によく近似⁽⁹⁾されるが、ER 効果による抵抗が粘性による抵抗より十分大きい場合流量によらずほぼ一定の差圧が生じていると考えられる。本研究ではこの特性に着目し、後述べる圧力制御 ER バルブではこの特性を積極的に利用する。図 3(b)に ER バルブの電流-流量間の静特性の結果を示す。これは図 3(a)の測定と同時に測定した結果である。最初の 1 往復めにはヒステリシスが見られるがそれ以後ヒステリシスは存在しない。流量の減少とともに若干ではあるが、電流が増している。電界強度 3 kV/mm のときで 0.7 mA 程度電流が流れているが、これは単位面積当たりになると $5.6 \mu\text{A}/\text{cm}^2$ であり低電流であることがわかる。

次に、流量を $0 \sim 40 \text{ cm}^3/\text{s}$ 、つまり電気粘性流体をせき止める状態まで変化させたときの差圧-流量間の静特性例を図 4 に示す。差圧-流量間にかなりのヒステリシスが確認される。電気粘性流体はひとたび固化した状態(流量零)になると崩壊しにくくなり、かなりの差圧に耐える。固化した電気粘性流体が差圧により崩壊した後でも固化前の状態にはもどらないこともわかる。この傾向は電界が強いほど顕著になることを経験している。何度か測定を繰返したが固化した電気粘性流体が崩壊する差圧はばらついた。この結果から液圧回路システムに、ER バルブを応用する際は、流量が零の状態になるまで ER バルブを使用するのは一般的には避けるべきであると考えられる。

3. 圧力制御 ER バルブ

3.1 構造 圧力を制御したい要求から、圧力制御弁と呼ばれる弁がある。負荷流量と無関係に負荷圧力を制御できる弁を一般的に圧力制御弁と呼ぶ。また、

Fig. 4 Static characteristics between differential pressure and flowrate (flowrate of $40 \text{ cm}^3/\text{s}$ to $0 \text{ cm}^3/\text{s}$)

サーボ系に応用できるものは圧力制御サーボ弁とも呼ばれる。この圧力制御弁は負荷圧力をフィードバックするような、機械的な機構または液圧回路を内部に構成し、一般的に複雑な構造となっている。前述の図 3(a)に示すように ER バルブでは粘性抵抗による圧力降下よりも ER 効果による圧力降下が大きいため流量によらずほぼ一定の差圧を生じている。電気粘性流体のこの特性を積極的に利用することにより、圧力制御弁を単純構造で容易に実現できる可能性があることから、本研究では圧力制御 ER バルブの試作を試みた。試作した圧力制御 ER バルブの構成を図 5 に示す。構成は固定オリフィスと 2 ポート ER バルブを直列に組合せ、その間を制御ポートとした 3 ポート形である。固定オリフィス部も同じ 2 ポート ER バルブとしないのは、2 ポート ER バルブの特性が電極間通過流量によらず一定の差圧を生じるとすると、仮に固定オリフィス部を同じ 2 ポート ER バルブとしても、負荷圧力は下流側の 2 ポート ER バルブ電極間の電界強度によってのみ決まるためである。

3.2 設計手順 圧力制御 ER バルブの設計に際しては電極寸法が不適切だと粘性抵抗の影響が大きくなり図 3(a)のようなフラットな特性にはならない。また、ER 効果による抵抗に比べ粘性抵抗が大きいと ER 効果による粘性の変化率が小さくなり好ましくない。本研究では以下の手順で電極の設計を行った。

圧力制御弁の性能指標として、最大負荷流量 $Q_{L,\max}$ 、最高負荷圧 $P_{L,\max}$ および最高負荷流量時の制御圧の変動率 $|\Delta P_L|/P_{L,\max}$ を挙げる。ここで負荷流量 Q_L 、負荷圧力 P_L とは図 5 中に示すように、制御ポートにつながれた負荷に流れ込む(または負荷から流れ込む)流量および負荷に加えられる圧力のことである。また負

Fig. 5 Schematic of the manufactured pressure control ER valve

荷圧変動 $|\Delta P_L|$ は負荷流量の増加(または低下)による負荷圧力の低下分(または増加分)のことである。本研究では、これら与えられた性能指標をみたすべく、以下に示す簡単な設計モデルを用いて電極寸法を決定した。

電極間に一定の電界強度を与え、流れをせき止めた状態から差圧を上げていき、2ポートERバルブが流れ始める圧力を P_y とすると力の釣り合いから

$$P_{y,\max} = \frac{2L}{H} \sigma_{y,\max} \quad (1)$$

となる。ここで、 L は電極長さ(流れ方向)、 H は電極間隔、 $\sigma_{y,\max}$ は電気粘性流体の最大降伏応力である。一方、電極間通過流量の変化に対する2ポートERバルブ差圧の変化 ΔP についてであるが、図3(a)の静特性を参考にすると無電界時のグラフの傾きと有電界時のグラフの傾きにそれほど違いがないことから、有電界時も無電界時も流量変化に対する差圧の変化 ΔP は同じであると近似する。さらに無電界時の電極板間の流れを、助走区間を無視した平行平板間の粘性流れだとすると

$$\Delta P = \frac{12\mu L}{WH^3} Q_{ERV} \quad (2)$$

となる。ここで、 μ は無電界時の電気粘性流体の粘度、 W は電極幅(流れに垂直方向)、 Q_{ERV} は電極間通過流量である。式(1)、(2)より設計パラメータである $P_{L,\max}$ と $|\Delta P_L|/P_{L,\max}$ および $Q_L - P_L$ 間静特性モデルを

Fig. 6 Relation between L and $P_{L,\max}$

Fig. 7 Relation between W and $|\Delta P_L|/P_{L,\max}$

$$P_{L,\max} = P_{y,\max} = \frac{2L}{H} \sigma_{y,\max} \quad (3)$$

$$\frac{|\Delta P_L|}{P_{L,\max}} = \frac{1}{P_{L,\max}} \frac{12\mu L}{WH^3} |(\Delta Q_{ERV})_{\max}|$$

$$= \frac{1}{P_{L,\max}} \frac{12\mu L}{WH^3} |Q_{L,\max}| \quad (4)$$

$$P_L = \frac{2L}{H} \sigma_y(E) + \frac{12\mu L}{WH^3} \Delta Q_{ERV}$$

$$= \frac{2L}{H} \sigma_y(E) - \frac{12\mu L}{WH^3} Q_L \quad (5)$$

とする。ただし、式(4)、(5)の導出過程において、負荷圧力変動 $|\Delta P_L|$ は $(P_s - P_L)$ より十分小さいとし、 $\Delta Q_{ERV} = -Q_L$ と近似している。

式(3)、(4)を用いて電極寸法 L , W , H を決定する。決定手順は以下のとおりである。まず使用する電源の最高電圧から比較的自由度のない H を決め、次に式(3)を用いて L を決定し最後に式(4)より W を求める。参考までに $\sigma_{y,\max} = 700$ Pa としたときに式(3)より得られる $L - P_{L,\max}$ 間の特性図を図6に示す。また、 $\mu = 0.065$ Pa·s, $H = 0.75$ mm, $\sigma_{y,\max} = 700$ Pa としたときに式(4)より得られる $W - |\Delta P_L|/P_{L,\max}$ 間の特性図を図7に示す。定性的には、流れ方向の電極長さが長く電極間隔が狭いほど高い負荷圧力を得ることが可能となる。また、幅および電極間隔が広いほど負荷流量の変化に対する負荷圧力の変化は小さくなる。

本研究では最大負荷流量 $Q_{L,\max}$ は 10 cm³/s, 最大負荷圧力 $P_{L,\max}$ は 0.5 MPa, 負荷流量の変化に対する負荷圧力の変化は 1 cm³/s あたり 5 kPa ($|\Delta P_L|/P_{L,\max} = 0.1$) とし電極寸法を決定した。また、式(3)、(4)中の $\sigma_{y,\max}$ は図3(a)の静特性を参考にして電界強度 3 kV/mm で 700 Pa とした。上記モデルから電極寸法を見積もり、試作した圧力制御ERバルブの断面図を図8に示す。ここでは、電極は長さ L (流れ

Fig. 8 Sectional view of the manufactured pressure control ER valve

方向) = 300 mm, 幅 W (流れに垂直方向) = 35 mm, 電極間隔 $H = 0.85$ mm (設計値は 0.75 mm) のものが四組並列に組込まれている。電極の長さが長いので電極形状はくし状とした。

一方, 固定オリフィス部については, 図 4 の結果からわかるように電極間には電界強度および負荷流量によらず, 動作中は常に電気粘性流体が電極間に流れている必要がある。そのためにはオリフィス径は大きいほどよいが, 必要以上に大きいとエネルギーの損失が多くなってしまふので好ましくない。また, 無電界時の負荷圧力が大きくなってしまふことや, 電極間における流速が速くなると ER 効果が低下することからも必要以上にオリフィス径を大きくするのはさけるべきであり適当なオリフィス径を選ぶ必要がある。広く知られているオリフィスに関する式がこの ER 流体にも使用できると仮定して, 供給圧を P_s , 電極間の通過流量を Q_{ERV} , オリフィス面積を A_{or} とすると次のような近似式を得る。

$$Q_{ERV,min} = c A_{or} \sqrt{\frac{2(P_s - P_{L,max})}{\rho}} - Q_{L,max} \quad \dots\dots\dots (6)$$

ここで c は流量係数 (=0.5), ρ は電気粘性流体密度 ($=1.1 \times 10^3$ kg/m³) である。本研究では供給圧力 $P_s = 0.9$ MPa, 最大負荷圧力 $P_{L,max} = 0.5$ MPa, 最大負荷流量 $Q_{L,max} = 10$ cm³/s とし最大電極間通過流量 $Q_{ERV,min}$ が 10 cm³/s 程度になるようにオリフィス面積 A_{or} を 1.4×10^{-6} m² (オリフィス径 $\phi 1.3$ mm) とした。ちなみに供給圧力およびオリフィス面積を上記のようにすると無電界時の負荷圧力 $P_{L,min}$ は 7.4×10^4 Pa と見積もられる。

3.3 考察 上記モデルから電極面積および消費電力について考察する。まず, 電極面積 A_{EL} は式(3), (4)より

$$A_{EL} = WL = \frac{3\mu P_{L,max} Q_{L,max}}{\sigma_{y,max}^2 \left(\frac{|\Delta P_L|}{P_{L,max}} \right)} \times \frac{1}{H} \quad \dots\dots\dots (7)$$

となる。式(7)より, 同じ電気粘性流体 (μ , $\sigma_{y,max}$ が同じ値) で圧力制御 ER バルブの性能が同じ ($Q_{L,max}$, $P_{L,max}$, $|\Delta P_L|/P_{L,max}$ が同じ値) だとすると電極間隔を広くすると同じ電界強度を実現するのに高電圧源が必要となるが電極面積が小さくなるのがわかる。このことから許容範囲で電極間隔はなるべく広くとるほうが, バルブをコンパクトにまとめるためには望ましいことがわかる。

また, 電気粘性流体の抵抗率を γ とすると式(7)より最大消費電力 P_{max} は

$$P_{max} = \frac{(E_{max} H)^2}{\gamma \frac{H}{WL}} = \frac{3\mu P_{L,max} Q_{L,max} E_{max}^2}{\sigma_{y,max}^2 \left(\frac{|\Delta P_L|}{P_{L,max}} \right) \gamma} \quad \dots\dots\dots (8)$$

となる。ここで E_{max} は使用時の最大電界強度である。電気粘性流体および圧力制御 ER バルブの性能が同じであるとすると電極寸法によらず消費電力は同じになることが式(8)よりわかる。

3.4 静特性 図 9(a) に試作した圧力制御 ER バルブの負荷流量-負荷圧力間の静特性を実験により測定した結果を示す。負荷圧力が最大 0.7 MPa 程度生じている。また, 負荷流量によらずほぼ一定の負荷圧力が得られているのがわかる。電界強度が 2.5 kV/mm ~ 3.0 kV/mm で実験データにばらつきが見られる。これは電極間に流れる流量が少ないためにおこる現象ではないかと考えられる。同じような現象は図 3(a) の 2 ポート ER バルブの静特性測定結果にも現れている。図 9(b) には式(5)のモデルより得られる負荷流量-負荷圧力間の静特性を示す。ただし, 無電界

(a) Experiment

(b) Model

Fig. 9 Static characteristics between load flowrate and load pressure

時の負荷圧力(0.087 MPa)を式(5)より得られる負荷圧力に加え補正している。また、式(5)において $\sigma_y(E)$ は、実験結果の最大負荷圧力と比較的一致するように $0.29E$ とした。設計モデルの近似が原因で図9(a), (b)に多少の違いは生じているが、式(3)~(5)が設計モデルとしては十分満足できるモデルであることがわかる。

図10には制御ポートをブロックし負荷流量を零としたときの負荷圧力-電界強度間の特性つまり圧力ゲイン特性を示す。ほぼ電界強度に比例して負荷圧力が変化している。この特性は圧力制御 ER バルブがサー

Fig. 10 Static characteristics between load pressure and electric field strength

(a)

(b)

Fig. 11 Step response of the pressure control ER valve

ボ系への応用に適していることを示している。

3.5 動特性 図11(a)に試作した圧力制御 ER バルブの電界強度をステップ状に変化させたときの負荷圧力の応答波形を示す。測定は制御ポートをブロックし負荷流量を零とした状態でを行った。立上り時間 10 ms という結果が得られた。しかし時間軸を長くした負荷圧力のステップ応答波形図11(b)からわかるように速い立上りで応答しているが、その後ゆっくりと負荷圧力が上昇している。この現象は ER 効果のメカニズムに起因するのではないかと考えており、今後詳しく検討する予定である。

図12には 900 V/mm を中心に振幅 500 V/mm で正弦波状に電界強度を変化させ、調和解析により電界強度-負荷圧力間の周波数応答特性を測定した結果を示す。図13には例として電界強度を 10 Hz の正弦波状に変化させたときの負荷圧力の応答波形を示す。測定ではステップ応答同様に制御ポートをブロックして行った。図12の結果より試作した圧力制御 ER バルブはバンド幅が 30 Hz 程度あり液圧サーボ系への応用も可能であることがわかる。

Fig. 12 Frequency characteristics between load pressure and electric field strength

Fig. 13 Recorded waveforms with sinusoidal input (10 Hz)

4. アクチュエータ駆動例

4.1 FHA 一軸マニピュレータ 試作した圧力制御 ER バルブを用いてアクチュエータとして横田らが開発したゴム人工筋 FHA (Flexible Hydraulic Actuator)⁽¹⁰⁾⁽¹¹⁾ の駆動を試みた。FHA は漏れと摺動部がなく ER 粒子を破壊するおそれがあったくなく、また、FHA は内圧により制御されることから本実験に採用した。FHA の動作は内圧を上げると収縮し、下げると FHA 自身のばね性により伸びる。図 14 に示すように本研究ではこの直線運動をラック&ピニオンにより回転運動に変え、一軸のマニピュレータを構成し

Fig. 14 Schematic of the one-link manipulator by making use of FHA

Fig. 15 The one-link manipulator by making use of FHA

Fig. 16 Step response of the one-link manipulator (without control)

圧力制御 ER バルブにより駆動した。図 15 に試作した FHA 一軸マニピュレータの概略を示す。アームの慣性モーメントは $7.1 \times 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ 、また FHA の静特性より、試作したマニピュレータを圧力制御 ER バルブで駆動した場合、最大トルクは概算で $2.5 \text{ N} \cdot \text{m}$ 程度である。

4.2 駆動結果 まず、サーボ系は構成せずにオープンループとし FHA 一軸マニピュレータの駆動を試みた。ステップ状に圧力制御 ER バルブ電極間の電界強度を変化させたときの、マニピュレータアーム角度の応答波形を図 16 に示す。また、同様に正弦波状に変化させたときの結果を図 17 に示す。参考までに負荷

Fig. 17 Recorded waveforms with sinusoidal input (1.0 Hz, without control)

Fig. 18 Block diagram of servo system

Fig. 19 Step response of the one-link manipulator (with PI control)

Fig. 20 Recorded waveforms with sinusoidal input (0.5 Hz, PI control)

圧力波形も示す。試作した圧力制御 ER バルブにより FHA 一軸マニピュレータを駆動することが可能であることが図 16, 17 の結果によりわかる。

次にマニピュレータのアーム角度をフィードバックしたサーボ系を構成しアーム角度の制御を試みた。構成したサーボ系を図 18 に示す。FHA は前述のように定位性がある。そのため角度のフィードバックのみの制御ではかなりの定常偏差を生じることから、本実験では PI 補償をおこなっている。図 19 にサーボ系にステップ入力したときのアーム角度応答波形を示す。また図 20 にサーボ系への入力を 0.5 Hz の正弦波としたときのアーム角度の応答波形を示す。参考までに電界強度波形および負荷圧力波形もそれぞれの図に示す。図 19 のアーム角度のステップ応答には若干のオーバーシュートは見られるが定常偏差もなく、立上り時間 0.3 s 程度で応答しているのがわかる。この結果より試作した圧力制御 ER バルブを用いて液圧サーボ系を構成することが可能であることが実験により確かめられた。

5. あとがき

粒子分散系電気粘性流体による 2 ポート ER バルブの通過流量-差圧間の静特性を測定した。その結果、バルブ通過流量によらずほぼ一定の差圧を生じることから、粒子分散系電気粘性流体を用いた圧力制御 ER バルブを提案および試作した。得られた知見は以下のとおりである。

(1) 試作した圧力制御 ER バルブは負荷流量によらずほぼ一定した負荷圧力が容易に得られた。負荷圧

力としては最高 0.7 MPa 程度まで得られた。

(2) 試作した圧力制御 ER バルブの周波数特性を測定した結果、バンド幅で 30 Hz であった。このバンド幅は液圧サーボ系への応用も可能である。

(3) 試作した圧力制御 ER バルブを用いて実際に FHA 一軸マニピュレータを駆動した。また、サーボ系を構成しアーム角度の制御を行い、試作した圧力制御 ER バルブにより液圧サーボ系を構成することが可能であることを実験により示した。

最後に日頃ご意見をいただいた東工大精研助手の吉田和弘氏に深く謝意を表す。また粒子分散系電気粘性流体を提供していただいた藤倉化成(株)および電気粘性流体に関して数多くご助言いただいた当時、藤倉化成(株)の枝村一弥氏に深く感謝する。また、FHA の作製にあたっては日立電線(株)の大塚隆夫氏にご助力いただいたことに深く感謝する。

文 献

- (1) Otsubo, Y. and Edamura, K., Electrorheological Properties of Suspensions of Inorganic Shell/Organic Core Composite Particles, *J. Colloid Interface Sci.*, **168** (1994), 230-234.
- (2) Strandrud, H. T., Electric-field valves inside cylinder control vibrator, *Hydraulics & Pneumatics*, (1966-9), 139-143.
- (3) Simmonds, A. J., Electro-rheological valves in a hydraulic circuit, *IEE Proceedings-D*, **138**-4 (1991), 400-404.
- (4) 田中豊・坪江宏明, 人工筋肉駆動用電気粘性流体アクチュエータの開発, *機論*, **60**-579, C (1994), 296-301.
- (5) 小林博栄・小林信之・横井領・斉藤修・森下信, ER 流体を用いた減衰力可変ダンパの基本特性, *機論*, **59**-566, C (1993), 102-106.
- (6) 石川誠・青山藤詞郎・枝村一弥・都築良彦, ER 流体を応用した工作機械テーブルシステムの動特性向上, *機論*, **62**-593, C (1996), 326-332.
- (7) Bullough, W. A. and Johnson, A. R., ほか 3 名, The electro-rheological clutch, *Proc. Instn. Mech. Engrs. Part 1*, **207** (1993), 87-95.
- (8) 例えば, 築地徹浩・高橋淳・杉本旭・池田博康, 平行二平板電極間の ERF の流れ特性, 油圧と空気圧, **25**-4 (1994), 556-561.
- (9) 例えば, Ugaz, V. M., Majors, P. D. and Miksad, R. W., Measurements of Electrorheological Fluid Flow through a Rectangular Channel Using Nuclear Magnetic Resonance Imaging, *Developments in Electrorheological Flows and Measurement Uncertainty*, FED-205/AMD-190 (1994), 15-27, ASME.
- (10) 横田真一・小松健治, 宇宙環境マニピュレータ用フレキシブル・ハイドロウリック・アクチュエータ, *機論*, **57**-542, C (1991), 3222-3229.
- (11) 横田真一・小松健治, FHA を応用したマニピュレータアームの制御, *機論*, **59**-567, C (1993), 156-162.