圧電素子を動力源とする油圧式アクチュエータに関する研究* (第2報, 油圧共振の活用による圧電ポンプ出力の増大)

小西克信^{*1}, 芳村敏夫^{*1}, 橋本強二^{*1}
浜田貴彦^{*2}, 田村太郎^{*2}

Hydraulic Actuators Driven by Piezoelectric Elements (2nd Report, Enlargement of Piezoelectric Pumps' Output Power Using Hydraulic Resonance)

Katsunobu KONISHI, Toshio YOSHIMURA, Kyoji HASHIMOTO,
Takahiko HAMADA and Taro TAMURA

This paper presents a scheme to obtain large output power from a hydraulic reciprocating pump in which the diaphragm is driven by a multilayer piezoelectric element (MLPE). The scheme is summarized as follows: (i) reduction of the spring constant of the diaphragm for elongation of the MLPE, (ii) application of static pressure on the working liquid in the hydraulic circuit, and (iii) connection of pumping valves and pressure chambers with pipes having the same resonant frequency. When the MLPE is driven at a frequency near the resonant frequency of the pipes, the pressure behind the exhaust valve fluctuates violently such that it decreases at the exhaust stroke. Similarly, the pressure in front of the intake valve increases at the intake stroke. Then, due to the elasticity of the MLPE, the flow rate of the pump increases considerably compared with the case of no resonance. To illustrate the effectiveness of the scheme, it was applied to improve the performance of a pump (max. power 34 W, efficiency 27%) which was driven by the MLPE of 22 mm diameter, 55.5 mm length and 170 g mass. Consequently, its maximum power and efficiency were increased to 62 W and 35%, respectively. Since the efficiency of the valves was only 51% in this experiment, further improvement should be achieved in the future by using better valves.

Key Words: Mechatronics and Robotics, Hydraulic Actuator, Piezoelectric Element, Hydraulic Pump, Resonance of Hydraulic Circuit

1. 緒 言

ロボットやメカトロニクス機器のより高度な機構開発を目指して新原理アクチュエータの研究が近年活発化し⁽¹⁾, その対象は圧電素子や形状記憶合金のような機械的なものから筋肉にまで及んでいる^{(2)~(4)}. このような流れの中で当面実用化可能なものとして, 本研究では圧電素子で駆動される小形の油圧式アクチュエータの開発を想定し, 圧電素子の発生動力を調べるために前報で圧電ポンプを試作した⁽⁵⁾. その出力は直径 22 mm, 長さ 55.5 mm, 重量 170 gf の圧電素子(日本電装, タイプ III, ケース込みでは直径 30.1 mm, 長さ 66 mm, 重量 310 gf)に対して 34 W(効率 27%)であったが, データを分析したところ, 圧電素子の作動方法の改良によってより大きな出力が可能であることが示された. 本報告は, そのような作動方法が実際に出力や効率を増加させ, 油圧ポンプ動力源としての圧電素子

の有効利用法であることを実験によって確かめたものである.

作動方法の要点は, 一定のポンプ吐出圧に対して圧電素子の変位量をより大きくすることであり, 次のようにまとめられる. すなわち, (i) 圧電素子変位に対するダイヤフラムのばね定数の低減, (ii) ばね力などによって圧電素子にプリセット荷重を加えず, 変わりに回路内の作動油に十分な静圧を印加すること, および, (iii) 油圧共振の積極的な活用, すなわち, 大振幅の圧力変動を生じる共振管を吸入・吐出弁の両方に取り付けることである. ここで, (i) の意味は明らかであるが, (iii) の共振管は, ポンプを適当な周波数で駆動したとき, 圧電素子が伸びつつあるときには吐出弁直後の圧力を下げ, 逆に, 縮むときには吸入弁直前の圧力を上昇させる. したがって, 圧電素子が荷重に対して弾性体であることから, 共振管内の圧力変動に相当する分だけ素子の変位量が増加し, ポンプ流量も増大する. 一方, (ii) における静圧の役割は圧力の変動幅を広くすることであり, プリセット荷重の除去は, 第1報で述べたように圧電素子の荷重を零から最大レベルまで変動させることによって, 素子の発生可能出

* 平成5年7月6日 ロボティックス・メカトロニクス講演会において講演, 原稿受付 平成5年6月3日.

^{*1} 正員, 徳島大学工学部 (〒770 徳島市南常三島町2-1).

^{*2} 学生員, 徳島大学大学院.

力を有効に使用するためである。要するに、圧電素子が弾性体であることを考慮して外部のばね質量系(共振管内の作動油)との共振によって出力を増加させるものである。このような共振の活用はボルト締めランジュバン形超音波振動子⁽⁶⁾に原形をみることができ、圧電ポンプのような比較的低周波の駆動の場合にもそれは成立する。

圧電ポンプの実験は上記の圧電素子を用い、パラメータとして共振管の長さ、作動油の静圧および駆動周波数を種々に変化させて行った。その結果、最大出力 62 W(効率 35%)が得られ、圧電素子の変位および 1 サイクル当たりの仕事量も前報のポンプの 2 倍以上になっているので、上記の作動方法が有効であることを示している。

おもな記号

- A: ダイアフラムの等価断面積
- E_{in} : 圧電素子への供給電力
- E_{out} : ポンプ出力
- L: 共振用銅管の長さ
- P_0 : 吸入側圧力室内の圧力
- P_1 : 吸入弁直前の圧力
- P_2 : ポンプ室内の圧力
- P_3 : 吐出弁直後の圧力
- P_4 : 吐出側圧力室内の圧力
- P_{out} : ポンプ吐出圧力
- Q: ポンプ流量
- W: 圧電素子の荷重
- f: 駆動周波数
- h: 圧電素子の変位
- η_1 : 圧電素子の電気・機械変換効率
- η_2 : 弁と共振管の効率
- η_T : 圧電ポンプの総合効率

2. 実験装置

2.1 装置の概要 図1に圧電ポンプの駆動部分の構造を示す。実際の装置には P_1 , P_2 , および h を測定する変換器を取り付けてあるが、図ではこれらを省略している。前報とのおもな相違は、1章の(i)と(ii)を考慮してダイアフラム部(図中の③, ⑦, ⑧)を改造したことである。これは直径 65 mm, 厚さ 3 mm の円板状ばねの上に密封用の厚さ 0.2 mm のステンレス板を重ね、周辺を下から支持したものであって、圧電素子の変位に対するダイアフラムのばね定数はポンプの作動状態で $k=9 \text{ N}/\mu\text{m}$, 等価断面積は $A=16.2 \text{ cm}^2$ であり、ポンプ室の容積は約 1.3 cm^3 となってい

①Inlet Valve, ②Pumping Chamber($\phi 62 \times 0.3$, 1.3cm³), ③Stainless Plate(t0.2), ④Piston, ⑤Cooling Water, ⑥Piezoelectric Device($\phi 30.1 \times 66$), ⑦Support Ring, ⑧Disk Spring($\phi 65 \times t3$), ⑨Pressure Transducer(P_3), ⑩Outlet Valve

図1 圧電ポンプの駆動部の構造

図2 ポンプの周辺回路

る。1章の(i)の観点からはダイアフラムよりもピストンが望ましいが、直径に対して変位が著しく小さいので安定な動作が期待できない。そこで、前報の場合と同様にダイアフラムとしたが、ばね定数は約 55%に減少している。一方、吸入・吐出弁としては、流量の増加が予想されるので、前報の 2 倍の 4 個を使用している(構造は同一)。また、ポンプ下部には圧電素子の上下位置調節用のねじがあるが、作動油の圧力が零の状

態で図1のピストンが軽くダイヤフラムに接触する位置に固定している。したがって、圧電素子にはプリセット荷重は作用していない。

図2はポンプ周辺の油圧回路と計測信号(破線)を示している。ポンプの4個の弁は長さの等しい銅管(外径8 mm, 内径6 mm)によって圧力室(内径104 mm, 長さ130 mm, 容積1.1 l)と接続されており、これらが1章の(iii)で述べた共振回路を構成している。圧電素子駆動用の電気回路, 圧力変換器, 非接触変位計, および, 流量計は前報と同一である。なお, 共振管は圧電ポンプの一部であるので, 吸入側圧力室から吐出側圧力室までがポンプの本体である。

図3はダイヤフラムと圧電素子の静特性(測定値)である。(A)は P_2 を一定にして圧電素子の電圧 v を手動でゆっくり上下した場合, (B)と(C)は $v=-100$ Vで P_2 を手動で増加, P_2 を一定にして v を600 Vまで増加, $v=600$ Vで P_2 を減少, P_2 を一定にして v を -100 Vまで減少, の4行程をゆっくり反復した場合である。圧電素子にはヒステリシスがあるので, $v=-100$ Vあるいは600 Vの状態を連ねた P_2-h 曲線は(A), (B), (C)の各場合で形状が異なっている。また, 図中の mJ 単位の数字は圧電素子が1サイクル中になした仕事[式(2)で E_{mid}/f]であるが, P_2 の変動

図3 ダイアフラムと圧電素子の静特性

幅が広いほど大きな仕事をする事がわかる。なお, 図3において変位 h はその変動幅のみが重要であるので, P_2-h 曲線は適当に上下に移動して表示している。

ポンプの駆動実験は次の要領で行う。すなわち, (a)静圧(P_0)印加用ポンプによって油圧回路内に作動油(Mobil Volocite Oil No.3)を充てんする。同時に弁 $V_2 \sim V_6$ を閉鎖してアクリルタンクへの帰還油に気泡が含まれているかどうかを観察し, 油圧回路内の空気を完全に排出する。(b) $V_4 \sim V_6$ を閉じて作動油に静圧を印加した後, V_1 を閉じる。(c)圧電素子に周波数 f , 電圧 $-100 \sim +600$ Vのく形波電圧を 64Ω の電流制限抵抗を介して印加する。(d) V_3 の開度を調節してポンプ吐出圧力 $P_{out} = (P_4 - P_0)_m$ を所定の値に設定し, 流量 Q を測定する。ここで, m は平均値を表す。(e)圧力 $P_1 \sim P_3$, 変位 h , 圧電素子の端子間電圧 v , 電流 i の時刻歴をサンプリング周期 $10 \mu\text{sec}$ で記録する。(f)次式によって入出力動力および効率を計算する。

$$E_{in} = f \cdot \oint v dq \dots \dots \dots (1)$$

$$E_{mid} = fA \cdot \oint P_2 dh \dots \dots \dots (2)$$

$$E_{out} = Q \cdot P_{out} \dots \dots \dots (3)$$

$$\eta_1 = E_{mid}/E_{in} \dots \dots \dots (4)$$

$$\eta_2 = E_{out}/E_{mid} \dots \dots \dots (5)$$

$$\eta_T = \eta_1 \cdot \eta_2 \dots \dots \dots (6)$$

ここで, $\oint$ は1サイクル当たりの積分, q は電流 i の積分値としての電荷, E_{mid} は圧電素子の発生動力である。 $E_{mid} = f \cdot \oint W dh$ であるが, 圧電素子の荷重は変位の最下点を基準にとれば $W = Ap_2 + kh$ であり, 積分によって h の項が消失するので, E_{mid} は式(2)となる。これは圧電素子が作動油に与えた動力に等しい。

図4 ポンプのモデル

2.2 ポンプのモデルと動作の概要 ポンプの主要部分は、圧電素子、ダイヤフラム、ポンプ室、弁、共振管および圧力室よりなる。これらに対する簡単なモデルを図4および式(7)～(13)に示す。

$$h = -\bar{\alpha}AP_2 + \bar{\beta}v \quad (7)$$

$$A \frac{dh}{dt} = Q_1 + Q_3 \quad (8)$$

$$Q_1 = \begin{cases} -nC_v A_v \sqrt{2(P_1 - P_2)/\rho} & (P_1 > P_2) \\ 0 & (P_1 \leq P_2) \end{cases} \quad (9)$$

$$Q_3 = \begin{cases} nC_v A_v \sqrt{2(P_2 - P_3)/\rho} & (P_2 > P_3) \\ 0 & (P_2 \leq P_3) \end{cases}$$

$$\left. \begin{aligned} \rho \frac{\partial u}{\partial t} + \frac{\partial p}{\partial x} + f_p &= 0 \\ \frac{\partial p}{\partial t} + \rho a^2 \frac{\partial u}{\partial x} &= 0 \quad (0 < x < L) \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

$$\left. \begin{aligned} Q_1 &= nA_P u_R, \quad Q_3 = nA_P u_L \\ P_1 &= p_R, \quad P_3 = p_L \quad (x=0) \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

$$\left. \begin{aligned} p_R &= P_0 = \text{Const.} \\ p_L &= P_4 = \text{Const.} \quad (x=L) \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

$$E_{out} = (P_4 - P_0)(Q_3)_m \quad (13)$$

ここで、式(7)は圧電素子とダイヤフラムの組合せに対する線形化モデル⁽⁵⁾、 $1/\bar{\alpha}$ は等価ばね定数、 $\bar{\beta}$ は圧電定数、 v は圧電素子の端子間電圧、式(8)はポンプ室における連続の式、式(9)は弁の圧力流量特性、 n は弁(共振管)の個数、 C_v は流量係数、 A_v は開口面積、式(10)は共振管内の運動方程式と連続の式、 ρ は作動油の密度、 a は波動の伝ば速度、 $f_p = f_p(x, t)$ は管摩擦抵抗による単位長さ当たりの圧力損失、 $p = p(x, t)$ は圧力、 $u = u(x, t)$ は管断面における平均速度、式(11)と(12)は共振管の境界条件、 A_P は共振管の断面積、式(13)はポンプ出力の計算式、 $(Q_3)_m$ は Q_3 の1サイクル当たりの平均値である。管摩擦抵抗 f_p としては、ポンプは高速で作動するので非定常粘性抵抗⁽⁷⁾が適当であると思われる。

さて、式(7)～(13)は特性曲線法⁽⁸⁾を用いれば、非定常粘性抵抗の計算を含めて数値的に解くことができる。そこで、 $L=1500$ mm、 $P_0=3.0$ MPa、 $P_4=4.8$ MPaとし、電圧 v を0と500 Vの2値をとるく形波としてポンプのシミュレーションを行い、その結果を図5と6に示す。パラメータは次の値を用いた。

$$\begin{aligned} \bar{\alpha} &= 9.69 \times 10^{-9} \text{ m/N}, \quad \bar{\beta} = 1.09 \times 10^{-7} \text{ m/V}, \\ A &= 1.62 \times 10^{-3} \text{ m}^2, \quad n=2, \quad C_v=0.8, \\ A_v &= 1.08 \times 10^{-6} \text{ m}^2, \quad \rho=8.14 \times 10^2 \text{ kg/m}^3, \\ a &= 1200 \text{ m/s}, \quad A_P=2.83 \times 10^{-5} \text{ m}^2 \end{aligned}$$

図5 ポンプ出力の駆動周波数依存性 (シミュレーション)

図6 共振状態におけるポンプの動作 (シミュレーション)

$$\nu = 4.0 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}, \quad r = 3.0 \times 10^{-3} \text{ m}$$

ここで、 $\bar{\alpha}$ と $\bar{\beta}$ は3章の図12の下から2番めの図形から計算した。また、 ν は作動油の動粘度、 r は共振管の半径であり、 f_p の計算に用いた。なお、シミュレーションにおいて電圧 v が500 Vから0 Vへ切り換わる際、ポンプ室圧力 P_2 が $P_2 < -0.10$ MPa(絶対圧力が負)となることがある。この場合にはキャビテーションの発生と考えられるので、式(8)は成立しない。そこで、 $P_2 = -0.10$ MPaと仮定してポンプ室内の気泡

の体積を計算し、その体積に相当する作動油が吸入弁から流入した後に改めて式(8)を適用することとした。図6の区間GAはその一例である。また、このキャピテーションの持続時間が、3章の実験結果と比較して著しく長くなることを避けるために、電圧 v は実験の場合とは異なり、 $v=0\sim500$ Vを用いた。

図5は、駆動周波数 f をパラメータとして変位振幅とポンプ出力を示している。出力は周波数によって大きく変動するが、最大出力に着目すれば、共振管のない場合(図4で $P_1=P_0$, $P_3=P_4$ の場合)に比べて4.3倍になっている。そこで、この共振点($f=165$ Hz)において圧力の時刻歴と P_2 - h 曲線を示したのが図6である。圧力の時刻歴を見ると、電圧 v の切替に対応してCDおよびFGの部分ではポンプ室圧力 P_2 が不連続に増加あるいは減少し、これによって P_1 と P_3 の振動が励起されていることがわかる。また、 P_2 - h 曲線においてポンプ出力を考えると、吐出弁から1サイクル中に流出する作動油の量が $(h_F - h_C)A$ であることから、 $E_{out} = (P_4 - P_0)(h_F - h_C)Af$ となる。ここで h_F はF点における変位であり、 h_C も同様である。したがって、共振管のない場合の出力 $(P_4 - P_0)(h_E - h_B)Af$ との比を G とすれば

$$G = (h_F - h_C) / (h_E - h_B) \dots\dots\dots (14)$$

となる。本シミュレーションでは $G=4.3$ であるが、以下では G を変位の共振倍率と呼び、ポンプにおける共振の尺度とする。

3. 実験結果および考察

実験は2・1節に述べた方法で行った。共振管の長さは $L=1500, 1000, 822, 690$ および 300 mmの5種類とし、静圧は流量計の耐圧(4 MPa)を考慮して $P_0=2.5, 3.0$, および 3.5 MPaの3種類とした。

3・1 ポンプ出力 図7は駆動周波数とポンプ出力の関係である。ここで Q_{max} は図2の弁 V_3 を開放したときの流量、 $(P_{out})_{max}$ は V_3 を閉鎖したときのポンプ吐出圧である。静圧は $P_0=3.0$ MPaとしている。出力のグラフにはピークがあり、共振の影響が現れている。特に $L=1500$ mmに対する出力のグラフは $f=170$ Hzで最大値、 $f=210$ Hzで最小値をとるが、これらの周波数は図5のシミュレーション結果とほぼ一致している。出力の値も図5とほぼ同程度であるが、図5では $v=0\sim500$ V、図7では $v=-100\sim600$ Vであるから、同一条件で比較すれば実験値はシミュレーション値よりかなり低くなっている。なお、図7の括弧内の数値は、電圧 v の1サイクル中に含まれる P_1 あるいは P_3 の振動回数である(図10, 11参照)。これが

図7 ポンプ出力の駆動周波数依存性

図8 ポンプ出力への静圧の影響

1の場合を1次の共振、2の場合を2次の共振と呼ぶ。

図8は、ポンプの最大出力を調べるために5本の共

振管と3種類の静圧について実験したものである。図中には出力のほかに変位と総合効率も示したが、総合効率は静圧や共振管に関係なくほぼ一定値となっているので、代表的なデータのみを示した。図から明らかなように、出力は1次の共振(波線で連結した $f=170, 230, 270, 310$ Hzの四つのピーク)よりも2次の共振($L=300$ mmに対する $f=305$ Hzのピーク)のほうが大きく、また静圧とともに増加する。したがって、適切な2次の共振管と静圧とを用いれば出力はさらに大きくなると予想される。

図9は共振点におけるポンプ特性である。 $L=1000$ mm, 300 mm および前報のポンプ(64Ω , 300 Hz の場合。ただし、 P_{out} はダイヤフラムの等価断面積が本報の場合の64%なので、この比率で縮小して表示)の場合を示している。図中の数字は $L=300$ mmの最大出力62.1 W, 前報のポンプの最大出力34 Wに対応するものである。図からわかるように、 $L=1000$ mmと 300 mmの間には大きな差はないが、これらは前報のポンプに対しては、 η_2 が低下していること以外はすべ

図9 共振点におけるポンプの特性

て改善されている。

3・2 共振点における圧力と変位の挙動 1次共振と2次共振の例として、 $L=1500$ mmと 300 mmの場合の圧力・変位の時刻歴、および P_2-h 図形を図10~12に示す。圧電素子の端子間電圧 v は図中には示されていないが、その波形は図10および11における(III)の場合の変位波形とほぼ同じ形である。したがって、図10の(II)では電圧の1サイクル中に含まれる P_3 の基本振動は1回であるが、図11の(II)では2回である。これらが3・1節で述べた1次と2次の共振に対応している。さて、 $L=1500$ mmに対する図10の(II)の圧力波形は、電圧切換(約2.9 msecの時点)の前に P_3 が一度減少に転じることなど、図6のシミュレーション結果と類似の傾向を示している。そこで、式(14)によって図12から $P_0=3.5$ MPa, $P_{out}=1.8$ MPaの場合の共振倍率を求めると、 $L=1500$ mmでは $G=2.3$, $L=300$ mmでは $G=1.9$ となり、共振の効果が現れている。これらはシミュレーション値の4.3よりは小さいが、その理由としては、(i)図2において P_0 と P_4 が一定ではなく、共振エネルギーが弁 V_3 あるいはオイルフィルタの方向へ流出すること、(ii)油圧回路内の空気抜きが完全でなく、共振管内に微少な気泡が存在すること、(iii)2個の弁が互いに干

 図10 圧力と変位の時刻歴($L=1500$ mm)

図 11 圧力と変位の時刻歴 ($L=300$ mm)

図 12 圧力と変位の関係

渉して振動すること, (iv)電流制御抵抗によって電圧の立上がりを実際にはく形波になっていないこと, などが考えられる。

3.3 ポンプの効率 図9で前報のポンプと $L=300$ mm の場合の効率を比較すると大きな差がある

図 13 変位と流量・素子効率の関係

図 14 電圧と電荷の関係

が, 本節ではこれを検討する。まず, 圧電素子の効率 η_1 は 33.5% から 68.2% へ改善されている。圧電素子にはヒステリシスがあるので, η_1 にはさまざまな因子が関係し, 単純には論じられないが, ここでは以下に示す二つの理由により, η_1 の改善が変位 h の増加によってもたらされたと推測できる。したがって, 共振

の利用は効率の点からも有効である。第1の理由は、図9を h と η_1 の関係として整理した図13である。明らかに η_1 が h とともに増加する傾向が認められる。図には参考として流量 Q もプロットしたが、 h - Q の関係は、ダイヤフラムと作動油の圧縮性によって Q が零の位置でバイアスが出ていることを除けば、予想されるようにほぼ直線となっている。第2の理由は、図14に示した電圧と電荷の関係である。図形の面積に相当する1サイクル当たりの入力電力をmJで、 h の値を μm で、 η_1 の値を%でそれぞれ表示している。吐出圧力 P_{out} を最大値から零まで次第に下げていくと、当然、 h は増加するが、図に見えるように電圧・電荷の図形の面積(入力電力)も増加する。この面積のうちでヒステリシス損失となるものを $P_{\text{out}}=\text{Max.}$ のときの面積と仮定すれば($P_{\text{out}}=\text{Max.}$ では $\eta_1=0$ となるからである)、面積が大きいほど効率はよいことになる。したがって、 h とともに η_1 が増加すると考えられる。

次に、弁と共振管の効率 η_2 は80%から51.1%へ減少している。具体的に損失動力 $E_{\text{out}}(1-\eta_2)/\eta_2$ を計算してみると、前報のポンプでは8.5 W、 $L=300\text{ mm}$ の場合は59.4 Wであり、損失は7.0倍に増加している。その原因としては、弁での圧力損失と共振管内でのエネルギーの散逸とが考えられるが、ここでは以下の理由により、弁での損失が主原因と推定される。したがって、弁を改良すればより大きな出力と効率が期待できる。さて、使用した弁は同じ構造であり、駆動周波数も300 Hzと305 Hzでほぼ同一であるので、弁の流量特性は共通の式で記述できると考えられる。これを式(9)とし、 Q_1 あるいは Q_3 の波形も相似であると仮定すれば、弁での損失動力は Q^3/n^2 に比例する。そして、 n は2倍、 Q は図9から3.0倍になっているから損失は6.8倍と予想される。これは上で求めた値とよく一致する。

4. 結 言

ここでは前報で試作した圧電ポンプを改良し、油圧共振の利用によって出力および効率が改善されることを示した。すなわち、実験では直径22 mm、長さ55.5 mmの圧電素子から62 W(効率35%)のポンプ出力が得られた。また、実験データを検討して、共振状態のポンプの作動が理論的に予想される形になっていること、諸条件の適正化(静圧の増加、共振の完全化、吸入・吐出弁の損失低減)により出力および効率の一層の増加が期待できること、などを示した。このようにして前報と本報により、圧電素子が小形油圧アクチュエータの動力源として十分な動力を発生すること、その場合の圧電素子の作動方法としては共振の利用が望ましいこと、の2点が確認されたものと思われる。次の課題は、圧電ポンプをアクチュエータに組込むために小形化することであるが、その方針としては油圧共振管を除去し、代わりにダイヤフラムの弾性と圧電素子の質量によって機械的共振系を構成することが考えられる。

文 献

- (1) 梅田編, 新原理アクチュエータ, 機誌, 94-872 (1991), 565.
- (2) 内山編, 特集ロボットアクチュエータ, 日本ロボット学会誌, 2-4 (1984), 283.
- (3) 樋口・生田編, マイクロメカニカルシステム-実用化技術総覧, (1992), 386, フジ・テクノシステム.
- (4) 日本物理学会編, 生物物理のフロンティア, (1989), 91, 培風館.
- (5) 小西・ほか3名, 圧電素子を動力源とする油圧式アクチュエータに関する研究(第一報, 圧電ポンプの試作とその最大出力の検討), 機論, 59-564 C (1993), 2477.
- (6) 石渡・谷沢・谷村, 超音波回路(電子回路設計シリーズ), (1968), 16, 日刊工業新聞社.
- (7) 市川・山口, 油圧管路の周波数特性, 機誌, 71-599 (1968), 1702.
- (8) 村山・土屋, 流体管路系のシミュレーション, 油圧と空気圧, 14-3 (1983), 185.