電磁石型リニア駆動小型コンプレッサの開発*

則 次 俊 郎**, 韓 建 海**, 高 岩 昌 弘**

Development of a Miniature Compressor Driven with a Linear Electromagnetic Actuator

Toshiro NORITSUGU, Jianhai HAN, Masahiro TAKAIWA

This paper deals with a new type of miniature air compressor that mainly consists of a linear electromagnetic actuator, electronic drive circuit, cylinders, and intake and output valves. The cylinders are directly driven by the linear electromagnetic actuator without other mechanisms, so it can be made smaller in size. The two rotors type balance mechanism is used to reduce the vibration of the compressor. The characteristics of this miniature compressor are experimentally investigated. In order to obtain better characteristics, the input signal frequency should be adjusted to make the compressor operate at a resonant rate as the output pressure changes. Two adjusting methods are proposed and their effectiveness is proven through experiments. By directly controlling the compressor the speed of pressure increase can be regulated and a constant pressure can also be supplied in the tank. These possibilities are confirmed by experimental results.

Key words : Miniature compressor, Linear electromagnetic actuator, Resonant driving, Pressure control

1. 緒 言

空気圧駆動システムの応用分野を拡大するためには、エネルギー源である空気圧縮機の小型軽量化を実現することが望まれる。小型コンプレッサを組み込むことによりエネルギー源内蔵型アクチュエータが容易に構成でき、チューブレス空気圧駆動機器が実現できる。また、コンプレッサの吐出圧力や吐出流量を直接制御することにより制御弁を用いなくてアクチュエータの変位や速度を制御することも可能になる。この種のコンプレッサの実用化を進めるためには、その駆動方式ができるだけ単純であることが必要であり、パルス幅変調駆動などのオンオフ動作に基づいた制御方式が望ましい。そこで、本研究では、頻繁なオンオフ動作が可能で、かつ流量脈動の小さい小型・軽量のコンプレッサを開発する。

現在普及している小型コンプレッサは、駆動源の種類により、DCモータ駆動型¹⁾とAC電磁石リニア駆動型^{2,3)}に大別される。DCモータ駆動型はモータの回転運動をピストンの往復運動に変換する動力伝達機構が必要である。さらに、モータ性能の限界により頻繁なオンオフ動作には不利である。また、モータの回転速度は吐出圧力の影響を受け易いため、吐出流量の脈動を低減しにくい。AC電磁石リニア駆動型は、リニア駆動を容易に実現できるが、AC電源を使うため、モータおよびそのコントローラを含めて小

型・軽量化が容易でなく、また、制御方式も複雑となる。

本研究で開発するコンプレッサは人間の腕と同程度のロボットアーム内に装備できるサイズとし、小型ロボットハンドなどを駆動対象とする。また、電池により動作し、コンピュータによって吐出圧力や流量が任意に制御できるものとする。電磁石リニア駆動機構とゴム製のピストンシリンダ機構および吸込弁・吐出弁を組み合わせた小型コンプレッサを試作し、その基本特性および特徴を実験により考察する。さらに、吐出圧力により駆動周波数を調節することによるコンプレッサの性能向上法を提案し、その妥当性を実験により明らかにする。さらに、本コンプレッサを等速加圧制御と定圧制御に応用し、具体的応用を踏まえてその実用性を考察する。

2. 主 な 記 号

T : 入力信号周期, t_{on} : コイルの通電時間
 t_{off} : コイルの断電時間, f_m : 磁力, m : 可動部質量
 b : 粘性減衰係数, k_c : シリンダ室の空気剛性
 k_s : ばね定数, k_f : 磁力定数, ζ : 減衰係数
 R : コイル抵抗, L : コイルインダクタンス
 x : 変位, V : 電源電圧, V_0 : シリンダ室の容積
 V_1 : 吸込み容積, A : シリンダの断面積, κ : 比熱比
 p_o : 吐出圧力, p_r : 目標圧力, p_i : タンク内の圧力
 p_i : 吸込み圧力, p_d : 圧縮行程の平均圧力
 p : シリンダ室内圧力, Q : 吐出流量
 ω_{na} : $p_o = p_a$ 時のシステムの固有角周波数
 ω_n : システムの固有角周波数
 f : 入力信号周波数, f_p : システムの共振周波数

*平成13年 8 月 6 日 原稿受付

**岡山大学

(所在地 〒700-8530 岡山市津島中 3-1-1)

toshiro@sys.okayama-u.ac.jp

C : PIコントローラ, u : コンプレッサの操作量

D : デューティ比 ($=t_{on}/T$), W : 圧縮仕事

3. 小型コンプレッサの構成と動作原理

試作した小型コンプレッサの概観をPhoto. 1に示す。その構造はFig. 1に示すように電磁石リニア駆動機構、電子駆動回路、一体化ピストンシリンダおよび吸込弁と吐出弁の3つの部分から構成される。電子駆動回路の制御により電磁石リニア駆動機構がシリンダを直線往復駆動し、シリンダ内の容積変化により空気吸入・吐出を行い、コンプレッサとしての機能を実現する。以下では諸構成要素の構造、特徴と動作原理について説明する。

3.1 電磁石リニア駆動機構

電磁石リニア駆動機構は固定子、可動子とガイドなどから構成される。固定子は励磁鉄芯、励磁コイルとベースから構成される。励磁鉄芯は3つの歯形状をした珪素鋼板を積層して作られ、中央の歯に励磁コイルが巻き付けられる。可動子はマグネットと一体になっているロータから構成され、ある程度のギャップを有し励磁鉄芯の上方に位置する。ロータの両サイドに板ばねを設置することにより簡単なガイドが構成される。板ばねの一端がベースに固定され、他端がロータの端面に接合され、可動子を完全非接触で支えている。

Fig. 2は電磁石リニア駆動機構の基本動作原理を示す。コイルにFig. 2(a)のような電流が流れると励磁鉄芯には図のような磁極が発生し、マグネットと引き合う力と反発する力によりロータは左方向に引き寄せられる。Fig. 2(a)と反対方向に電流が流れると、ロータはFig. 2(b)のように右方向に引き寄せられる。このように電流の方向を切換えることにより、ロータを左右に駆動することができる。

本コンプレッサにはシェーバ (松下電工株, ES8067) 中の電磁石リニア駆動機構を用いる。これにはFig. 3に示すように2つのロータと均衡機構 (図中のBalance mechanism) によりツインバランス機構が採用され、ロータ1とロータ2にはそれぞれ1つと2つの磁極相反のマグネットが取り付けられている。2つのロータは均衡機構により連結され、可動質量の差による慣性力のアンバランスが補償されている。さらに、コイルに電流が流れると2つのロータが中心位置から互いに逆方向へ同時に動くため、ロータの運動に伴う振動は相殺される。

3.2 一体化ピストンシリンダおよび吸込み弁と吐出し弁

Fig. 4に示すような構造のゴム製の一体化ピストンシリンダおよび吸込み弁と吐出し弁 (オムロン株, 血圧計HEM-724C) によりコンプレッサの圧縮部が構成される。吸込み弁と吐出し弁はいずれもゴム自身の弾性力により復元作用を実現する。吸込み弁は3つの通路を持つため通気抵抗が小さく、吸込み流量の増加に有利である。吐出し弁の

Photo. 1 Developed miniature compressor

Fig. 1 Schematic diagram of miniature compressor

Fig. 2 Operational principle of linear electromagnetic actuator

Fig. 3 Construction of linear electromagnetic actuator with two rotors

Fig. 4 Construction of cylinders, intake and output valves

Fig. 5 Arrangement of four cylinders

特徴は構造が非常にコンパクトである。このような吸込み弁と吐出し弁から構成される圧縮部は圧縮終了時点でシリンダ室に生じる透き間容積が小さく、コンプレッサの性能向上に有利である。

一体化ピストンシリンダの特徴は取付けが簡単で、ピストンとシリンダ間に摩擦がなく、潤滑不要、空気の漏れもないことである。しかし、ゴム製であるので、吐出圧力が高くなるとシリンダが破れる恐れがある。

本論文では、ピストンシリンダを構成するゴム材質に関する詳細な議論は行わないが、使用するゴムの弾性はコンプレッサに要求される吐出流量と吐出圧力によって決定される。低流量・高圧型のコンプレッサとするためには、上述の耐圧なども考慮して剛性の高いゴムを使用すればよい。逆に高流量・低圧型の場合には、低剛性で変形し易いゴムを用いればよい。また、ピストンシリンダのゴムは駆動機構に対して弾性負荷として作用するため、ゴム材質や最大吐出圧力に応じた電磁力を発生できる駆動機構を採用する必要がある。このようにゴム材質（剛性）を変えることにより種々のタイプのコンプレッサを実現できることは興味深い。

Fig. 6 Schematic diagram of coil driving circuit

また、ツインバランス機構を利用して4つのシリンダの配列を提案する。Fig. 5にはロータの位置に対して4つのシリンダの動く様子を示す。対角線上にある2つのシリンダが同時に空気を吐出あるいは吸込むため、コンプレッサ本体に伝わる振動の低減に有効である。

3.3 電子駆動回路

ロータを往復駆動させるために、コイルの励磁電流方向を切替えるための駆動回路が必要である。ここでは、比較的大きなパワーが扱え、消費電力が小さいMOSFET (FS 10KMJ, 4個, 三菱株) を用いてブリッジ型スイッチング回路を構成する。さらに、入力信号 (FORWARDおよびREVERSE) とMOSFETの間に高容量を駆動できるMOSFET駆動IC (MAX620, マキシム社) を挿入して、Fig. 6に示すようなコイル駆動回路を構成する。

入力信号の制御によりロータが正/逆方向に駆動される。ロータを正方向に駆動させる場合にはFORWARD="H", REVERSE="L"とする。この時、MOSFET F1とF3がONになり、実線矢印のような電流が流れる。また、逆方向に駆動させる場合にはFORWARD="L", REVERSE="H"とし、F2とF4がONになり、破線矢印の方向に電流が流れる。これを繰り返すことによりコイルに互いに異なる方向の電流を周期的に流すことができる。前段部の74HC04および74HC08により、4個のMOSFETが同時にONにならないようにする。使用電源は4本の単3形ニッケル水素 (Ni-MH, 公称電圧1.2V, 合計4.8V) 電池とする。

4. 実験装置

電磁石リニア駆動機構の周波数特性およびコンプレッサの基本特性を把握するための実験装置をFig. 7に示す。I/Oポートの出力信号はコイル駆動回路の入力信号として用いられる。レーザ変位センサ (PT-A160, KEYENCE株) を用いて非接触でロータ先端の変位を測定する。

タンク内の圧力は圧力センサで検出し、吐出流量は浮子式流量計 (AM-Vシリーズ, エステック株) で測定する。使用タンクの容積は157ccである。

Fig. 7 Schematic of experimental system

5. 周波数特性

電磁石リニア駆動機構を用いてコンプレッサを製作するに当たり、吐出圧力と流量を高めるために、コンプレッサを共振駆動する。システムの共振周波数によってコンプレッサを駆動する入力信号の周波数を決定する。そこで、電磁石リニア駆動機構の周波数特性を調べる。以下では、まずロータの左右変位に対する入力信号の切換タイミングを説明する。

5.1 入力信号の切換タイミング

ロータの左右変位に対する入力信号の切換タイミングチャートおよびコイルに加える電圧の変化をFig. 8に示す。ロータの中心位置から入力信号FORWARDあるいはREVERSEを“H”レベルにしてコイルに電圧を加えると、その磁力によりロータが左方向あるいは右方向に変位する。ロータが両端位置に達すると、入力信号を“L”レベルにしてコイルの電圧を切る。その結果、コイルは磁力を失い、板ばねの復元力によりロータが中心位置に戻る。ロータの動きは入力信号の周波数に同期し、往復運動が繰り返される。入力信号の周波数は式(1)で与えられる。

$$f = \frac{1}{T} = \frac{1}{2 \times (t_{on} + t_{off})} \quad (1)$$

5.2 システムのモデル

システムのモデルとコイルの等価回路をFig. 9に示す。コイルの等価回路により式(2)が成り立つ。

$$V = L \frac{di}{dt} + R_i \quad (2)$$

電磁石の発生磁力は f_m 電流 i に比例することから式(3)のように表される。

$$f_m = k_i i \quad (3)$$

つぎに、2つのロータに作用する磁力が等しいと仮定し、吸込状態側のシリンダがロータに与える力を無視し、圧縮状態側のシリンダ室の空気剛性 k_c を考慮すれば、その

Fig. 8 Acting timing chart of driving signal, voltage vs. displacement of rotor

Fig. 9 Model of developed compressor

運動方程式は式(4)で与えられる。

$$f_m = m \frac{d^2 x}{dt^2} + b \frac{dx}{dt} + k_s x + k_c x \quad (4)$$

印加電圧 V を入力、ロータの変位 x を出力とすると式(2)、(3)、(4)のラプラス変換された各関係式により式(5)の伝達関数が得られる。

$$\frac{X(s)}{V(s)} = \frac{k_f}{(R + Ls)(ms^2 + bs + k_s + k_c)} \quad (5)$$

ここで、システムの固有角周波数 ω_n と減衰係数 ζ はそれぞれ式(6)、(7)で与えられる。

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k_s + k_c}{m}} \quad (6)$$

$$\zeta = \frac{b}{2 \sqrt{m(k_s + k_c)}} \quad (7)$$

5.3 周波特性

コンプレッサが無負荷すなわち大気へ圧縮空気を吐出する状態で、まず、駆動電圧のステップ入力を加えてシステムの応答を調べる。その結果をFig. 10に示す。Fig. 10中の点線はステップ応答の実験データであり、実線は式(4)を用いたシミュレーション結果である。シミュレーション結果は実験データとよく一致する。シミュレーションに用いたモデルのパラメータをTable 1に示す。

つぎに、種々の周波数の入力信号に対するロータの変位

Fig. 10 Step response of system

Table 1 Simulation parameters of model

R (Ω)	L (mH)	ω_n (rad/s)	m (g)	ζ	k_f (N/A)
2	0.42	596	11	0.38	0.8

Fig. 11 Frequency response of system

振幅を測定する。その結果をFig. 11に示す。通電時間 t_{on} の間はシリンダが圧縮状態になり、断電時間 t_{off} の間はシリンダが吸込状態になる。電磁力の応答遅れなどを考慮して圧縮時間は吸込時間より長くする。ここで、実験により $t_{on} = 1.8t_{off}$ とする。Fig. 11(b)に示すように、入力信号が78Hzの場合に変位振幅がかなり大きくなる。この点をシステムの共振点とする。Fig. 11(a)に共振点付近の変位振幅を詳

しく示す。このような共振特性をコンプレッサ性能の向上に利用する。なお、3.1節で述べたツインバランス機構が共振特性に及ぼす影響は認められなかった。

6. 基本性能の考察

コンプレッサを種々の周波数の入力信号で駆動する。可変絞り弁を全閉にした状態でタンクへ圧縮空気を充填し、タンク内の圧力応答を測定する。また、可変絞り弁の断面積を変えることにより吐出圧力-流量特性を調べる。

代表的な入力信号周波数78, 96, 109Hzに対する結果をFig. 12とFig. 13に示す。結果から78Hzで駆動した時が最大流量は最も大きくなったが最高圧力は最も低くなった。一方、109Hzで駆動した時が最高圧力は最も高くなったが最大流量は最も小さくなった。すなわち、流量が最大になる駆動周波数と圧力が最大になる駆動周波数は異なることが分かる。本コンプレッサにはFig. 14に示すように最大吐出流量と圧力がそれぞれ2.5NL/minと105kPaになり、これに対する駆動周波数がそれぞれ78Hzと109Hzである。

このような最大吐出流量と圧力に対する特性が異なる原因はシリンダ室内圧力による共振周波数の変化によるものであると考えられる。すなわち、最大吐出圧力の測定時には、シリンダ室内圧力が高いためシリンダ室内の空気剛性も高く、その結果システムの共振周波数が増加し、より高い駆動周波数において最大吐出圧力の最大値を生じる。

以下では、このような特性を効果的に利用するため、吐出圧力によって駆動周波数を調整する方法を提案する。

7. コンプレッサの制御

7.1 吐出圧力による駆動周波数の調整

6章の結果より、駆動機構の共振を利用することによりロータのストロークが増大し、その結果最大吐出流量や吐出圧力が増加することを示した。そこで、吐出流量と吐出圧力の両者を増加させるためには共振周波数に応じて駆動周波数を調整することが望ましい。Fig. 12~14の結果より、共振周波数は吐出圧力によって変化することが推測される。そこで、吐出圧力に応じて駆動周波数を調整する方法を提案する。なお、ロータ変位を検出することにより共振周波数を直接に求めることもできるが、冒頭でも述べたように、コンプレッサの機構をできるだけ単純とし、かつ、低コストとするため吐出圧力を利用する。

吐出圧力はコンプレッサの吐出口に設置して圧力センサにより検出する。この圧力センサは次節で述べる加圧制御系のフィードバック用センサとしても使用する。

以下ではまず、予め定められた吐出圧力範囲によって駆動周波数を調整する。つぎに、共振周波数と吐出圧力の関係式を導入し、理論的に駆動周波数を調整する。

7.1.1 吐出圧力の範囲による駆動周波数の調整

吐出圧力の範囲によって予め定められた駆動周波数でコ

Fig. 12 Pressure response in tank

Fig. 13 Pressure vs. flow rate

Fig. 14 Flow rate and pressure vs. driving frequency

Table 2 Pressure range and driving frequency

p_o (kPa)	0 ~ 20	20 ~ 40	40 ~ 60	60 ~ 75	75 ~ 90	> 90
f (Hz)	78	89	96	100	104	109

ンプレッサを駆動する。タンク内の圧力応答および吐出圧力-流量特性の実験結果はFig. 12とFig. 13中の曲線④である。結果から最大吐出圧力と流量の両立が可能であり、駆動周波数調節の妥当性が確認できる。なお、本実験で用いた吐出圧力の範囲に対する駆動周波数をTable 2に示す。

7.1.2 駆動周波数の理論的調整

前式(6)中のシリンダ室の空気剛性 k_c は式(8)で与えられる⁴⁾。

$$k_c = \frac{A^2 \kappa p}{V_o} \quad (8)$$

シリンダ室内圧力 p は圧縮行程中に指圧線図中の圧縮曲線に従って変化する。理想的圧縮と仮定し、圧縮行程が等温変化によるとすると、圧縮仕事は式(9)で表される⁵⁾。

$$W = p_i V_i \ln \left(\frac{p_o}{p_i} \right) \quad (9)$$

圧縮行程のシリンダ室内平均圧力を次式により与える。

$$p_d = \frac{W}{V_i} = p_i \ln \left(\frac{p_o}{p_i} \right) \quad (10)$$

簡単のため、吸込圧力 p_i を大気圧 p_a 、 p を p_d とすると k_c は式(11)で求められる。

$$k_c = \frac{A^2 \kappa}{V_o} p_a \ln \left(\frac{p_o}{p_d} \right) \quad (11)$$

したがって、固有角周波数 ω_n は式(12)となる。

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k_c + \frac{A^2 \kappa}{V_o} p_a \ln \left(\frac{p_o}{p_d} \right)}{m}} \quad (12)$$

システムの共振角周波数 ω_p と固有角周波数 ω_n の関係式を考慮して、共振周波数 f_p は式(13)で表される。

$$f_p = \frac{\omega_p}{2\pi} = \frac{\sqrt{1-2\zeta^2}}{2\pi} \sqrt{\frac{k_c + \frac{A^2 \kappa}{V_o} p_a \ln \left(\frac{p_o}{p_d} \right)}{m}} \quad (13)$$

ここで、シリンダの振幅=1.5mm、シリンダの内径=8mm、大気圧 $p_a=101.3$ kPa、比熱比 $\kappa=1.4$ である。また、5.2節により吐出圧力 $p_o=p_a$ の場合にステップ応答から求められた $\zeta=0.38$ 、固有角周波数 $\omega_n=596$ rad/sである。これらを式(13)に代入すれば、ばね定数 $k_c=3907$ N/mが求められる。これらの諸元を式(13)に代入して整理すれば f_p と p_o の関係は式(14)で表される。

$$f_p = 13.4 \sqrt{35.5 + 42.6 \ln(p_o/101.3)} \quad (14)$$

ここで、 p_o は絶対圧を表わし、その単位はkpaである。

以下では、式(14)を用いて駆動周波数の調整を行い、その妥当性を実験により検討する。まず、式(14)により計算した共振周波数とTable 2に示した駆動周波数の比較をFig. 15に示す。結果から両方の周波数がほぼ一致している。

つぎに、2つの調整方法でコンプレッサを駆動し、圧縮空気をタンクへ充填する。得られたタンク内の圧力応答をFig. 16に示す。結果を比較すると式(14)で駆動周波数を調整する場合には圧力が速く立上がる。その理由は式(14)により連続的に駆動周波数を変調でき、より高い吐出流量が得られるためである。式(14)により求められる共振周波数でコンプレッサを駆動する妥当性が確認できる。

ここでは、駆動周波数の調整アルゴリズムを導くため共

Fig. 15 Output pressure Vs. resonant frequency

Fig. 16 Comparison of pressure response in tank

振周波数のみを解析の対象とし、コンプレッサの性能は実験結果に基づいて評価した。コンプレッサの性能をより明確にするためには、圧力-流量特性などの理論解析も今後の課題として求められる。

7.2 加圧制御

加圧制御を行う場合、一般に比例弁やサーボ弁などを使ってシステムの所望圧力を調整する。しかしながら、省エネ機器点数の観点からするとコンプレッサを直接制御することにより圧力制御を行うことが望ましい。ここでは、この制御手法の有効性について検討する。

タンク内圧力を制御目標としてPI制御を用いて、Fig. 17に示すような制御系を構成する。制御原理は駆動周波数 f を一定にし、目標圧力 p_r とタンク内圧力 p_t の偏差によってPI制御でデューティ比 $D = t_{on}/T$ を変調することにより、コンプレッサの吐出流量を可変制御し、タンク内圧力を設定値に追従させることである。

以下の実験には、駆動周波数 $f=109\text{Hz}$ とし、デューティ比 D は0%~32%間で調節する。

7.2.1 等速加圧制御

Fig. 7に示した可変絞りを全閉にした状態で、タンク内圧力を一定速度で上昇させることを制御目標としてコンプレッサを制御する。3つの加圧速度パターンに対する

Fig. 17 Pressure control system with PI controller

Fig. 18 Pressure response in tank with different pressure increasing speed

実験結果をFig. 18に示す。コンプレッサの吐出流量は吐出圧力の増加とともに減少するため、タンク圧力が高くなると十分な空気が供給されず目標圧力との誤差が生じる。また、圧力の変化速度は流入流量に比例するため、大きな目標加圧速度に追従するためにはより多くの流量が必要である。このため、目標加圧速度が30kPa/sの場合には、20kPa/sの場合に比べてより低い圧力より誤差が生じている。

このような誤差が生じるまでは、本コンプレッサの等速加圧制御は有効に機能することが確認される。

7.2.2 定値加圧制御

Fig. 7に示した可変絞りを一定値に（吐出圧力80kPaに対する流量0.5NL/min）固定した状態で、タンクから圧縮空気を排気しながらタンク内圧力を設定値に追従させる実験を行う。それぞれの設定値に対する結果をFig. 19に示す。タンク内圧力 p_t が立上りと立下りに遅れが存在する。これはタンク容積の大きさに依存する。また、低圧域において吐出流量が大きいので、圧力 p_t が速く立上る。立上がり時におけるタンクへの供給空気のみがコンプレッサにより制御され、立下り時の応答はタンクからの自然排気によるものである。圧力 p_t を設定値 p_r に制御できることが分かる。

実験に用いたタンクの容積は内径20mm、ストローク50mmのシリンダに相当し、たとえば、圧力が50kPaの場合の最大発生力は15.7Nである。Fig. 19に示された圧力応答の速度を考慮すれば、本コンプレッサは、たとえば、人間の指と同程度の出力が可能なロボットフィンガーなどの駆動に利用できる。さらに、マイクロマシンなどの小型機器を駆動するためのコンプレッサとしての機能は十分である。

Fig. 19 Pressure response in tank with different constant pressure

また、3.2節でも述べたようにゴム材質や電磁駆動機構を改善することにより、汎用空気圧機器への応用も可能である。前報⁹⁾で提案したような真空ポンプとしての構成と組み合わせることによって、排気時の積極的な圧力制御も可能になる。

8. 結 言

電池でリニア駆動でき、制御しやすい小型コンプレッサの開発を目的とし、電磁石リニア駆動機構、電子駆動回路、一体化ピストンシリンダおよび吸込弁と吐出弁の3つの部分から構成した小型コンプレッサを試作し、その基本性能、特徴および駆動周波数の調整方法の妥当性、加圧制御の有効性などを実験により調べた。主な結果は以下の通りである。

- 1) 電磁石リニア駆動機構を用いることによりダイレクトに往復駆動でき、コンプレッサの小型・軽量化を実現できる。
- 2) 4つのシリンダの配列を採用することにより、対角線上にある2つのシリンダにより固定部に伝わる振動が相殺されるため、コンプレッサ本体の振動を低減できる。
- 3) 共振駆動によりコンプレッサの性能が向上する。

- 4) 駆動信号のデューティ比 D を調整することにより吐出圧力のフィードバック制御が可能となる。

開発した小型コンプレッサのサイズは $35 \times 26 \times 75$ mm、質量は84gであり、人体に装着することが可能であるため、今後、ウェアラブルロボットなどへの応用も期待される。しかし、このコンプレッサを人体に装着して利用する場合にはその振動と騒音が問題になる。簡単な測定によれば、コンプレッサ動作時におけるロータ移動方向の最大加速度振幅は携帯電話の振動モード時の1/3程度であることが確認されている。また、吐出圧力が85kPaを超えると80dB程度の騒音が発生する。振動や騒音の低減は、今後の研究課題として改めて報告する。

参 考 文 献

- 1) 久保ら：電子血圧計における圧力制御，フルイドパワーシステム，31-5，45/48（2000）。
- 2) 高中：リニア駆動フリーピストンポンプ，油空圧技術，36-2，6/8（1997）。
- 3) 景山，高木，高木：波動形エアマッサー器，フルイドパワーシステム，31-5，41/44（2000）。
- 4) 則次：空気圧駆動回路の基本特性，油空圧技術，33-9，74/79（1994）。
- 5) 新版空気機械工学便覧編委会編：空気機械工学便覧，289/295，コロナ社（1979）。
- 6) 武藤著：アクチュエータの駆動と制御，141/160，コロナ社（1992）。
- 7) 香川，藤田，中神：ポンプを用いた可変体積容積の加圧制御，平成10年秋季フルイドパワーシステム講演会論文集，142/144。
- 8) 韓，則次，高岩：電磁石型リニア駆動小型コンプレッサの開発，平成13年春季フルイドパワーシステム講演会論文集，94/96。
- 9) 韓，則次，高岩：ロータリアクチュエータを用いた小型コンプレッサの開発，フルイドパワーシステム，32-5，111/117。