静圧軸受を用いた空気圧サーボテーブルシステムにおける空気消費量の考察

宮 島 隆 至*・藤 田 壽 憲**・川 嶋 健 嗣***

香 川 利 春***・榊 和 敏****

Air Consumption of Pneumatic Servo Table System with Air Bearing

Takashi MIYAJIMA*, Toshinori FUJITA**, Kenji KAWASHIMA***,
Toshiharu KAGAWA*** and Kazutoshi SAKAKI****

We have developed a pneumatic servo table system, which is a precise positioning system using air power. This system has many advantages such as a high mass power ratio, a low heat generation and a low magnetic field generation. In this paper, the energy consumption of the pneumatic servo table system is investigated from simulations and experiments. To clarify the energy consumption, the air consumption must be examined. The air consumption of the system was analyzed theoretically and it became clear that the air consumption could be separated to the consumption for the movement of the table and that for the acceleration. The certainty of the analysis is confirmed with experimental results using a quick response laminar flow meter.

Key Words: pneumatic system, precise positioning, air consumption, flow rate measurement, energy saving

1. はじめに

近年、半導体製造装置などの精密加工装置に求められる加工精度は飛躍的に高まっており、装置上で被加工材の位置決めを行なう精密位置決め機構の性能向上が求められている。一般に精密位置決めには、電動駆動のリニアモータが用いられることが多い。しかし、モータからの発熱が被加工材の変形などを招くことが問題となっており、冷却などの対策が必要となる¹⁾。

そこで、著者らは発熱を抑えることが可能な空気圧システムを用いた精密位置決め機構に着目している。しかし、一般の空気圧シリンダはピストン摺動部の摩擦の影響によりスティックスリップ現象を生じ、位置決め精度が悪化してしまう。そこで、ピストン部に静圧軸受を用いることで摺動摩擦を低減させた位置決め機構である空気圧サーボテーブルシ

ステムを開発し、その有効性を確認した²⁾。

一般に、空気圧システムの駆動効率は低いとされているため、省エネルギーの観点から空気圧システムにおける空気消費量の研究が行なわれている^{3)~5)}。しかし、駆動条件からの消費流量の考察を行なった研究は見受けられない。また、実験によって消費流量を精度良く計測した事例はきわめて少ない。

そこで本研究では、静圧軸受を用いた空気圧サーボテーブルの加速時間と消費流量の関係について理論的な考察を行なう。つぎに、高速応答の層流型流量センサ⁶⁾を用いてシステムの消費流量を計測する実験を行ない、理論の妥当性を検証する。また、駆動条件によって空気消費量の削減が可能であることを明らかにする。

さらに、空気圧システムは非線形性の強い系であることから、システムの非線形について厳密に考慮したシミュレーションモデルを構築し非線形要素が空気消費量に及ぼす影響について考察する。

記号表

a_t	スライド加速度	[m/s ²]
A_1	閉ループ加速度ゲイン	[1/s]
A_2	閉ループ速度ゲイン	[1/s ²]
A_3	閉ループ比例ゲイン	[1/s ³]
A_t	アクチュエータ受圧板面積	[m ²]
C_p	等圧比熱	[J/(kg·K)]
C_v	等積比熱	[J/(kg·K)]
G	質量流量	[kg/s]
h	熱伝達率	[W/(m ² ·K)]
j_t	スライドジャーク値	[m/s ³]

* 東京工業大学大学院 横浜市緑区長津田町 4259 R2-46

** 東京電機大学 東京都千代田区神田錦町 2-2

*** 東京工業大学精密工学研究所

**** 住友重機械工業 東京都品川区北品川 5-9-11

* Tokyo Institute of Technology, 4259 R2-46, Nagatsudachou, Midori-ku, Yokohama, Kanagawa

** Tokyo Denki University, 2-2, Kanda-Nishiki-cho, Chiyoda-ku, Tokyo

*** Precision and Intelligence Laboratory, Tokyo Institute of Technology

**** Sumitomo Heavy Industries, Ltd. 5-9-11, Kita-Shinagawa, Shinagawa-ku, Tokyo

(Received June 8, 2005)

(Revised September 15, 2006)

K_a	加速度ゲイン	$[V \cdot s^2 / m]$
K_f	流量係数	$[s/m]$
K_k	非線形系流量係数	$[s/m]$
K_n	システムゲイン	$[1/(m \cdot s)]$
K_p	比例ゲイン	$[V/m]$
K_{sv}	サーボ弁ゲイン	$[m^2/V]$
K_v	速度ゲイン	$[V \cdot s/m]$
M_{air}	空気消費量	$[kg]$
M_t	アクチュエータ可動部質量	$[kg]$
P	圧力	$[Pa]$
R	気体定数	$[J/(kg \cdot K)]$
S_e	有効断面積	$[m^2]$
S_h	伝熱面積	$[m^2]$
s	ラプラス演算子	$[-]$
t	時間	$[s]$
t_a	スライダ加速時間	$[s]$
t_{all}	スライダ到達時間	$[s]$
t_{la}	最小加速時間	$[s]$
t_v	スライダ等速駆動時間	$[s]$
u	指令電圧	$[V]$
V_m	圧力室マージン体積	$[m^3]$
v_t	スライダ移動速度	$[m/s]$
V	圧力室体積	$[m^3]$
x_{dis}	スライダ移動距離	$[m]$
x_t	スライダ位置	$[m]$
δ	チョーク流れ係数	$[-]$
ΔP	差圧	$[Pa]$
θ	空気温度	$[K]$
ω_n	固有角振動数	$[rad/s]$
ω_v	サーボ弁固有角振動数	$[rad/s]$
κ	比熱比	$[-]$
ζ_v	サーボ弁減衰比	$[-]$

(添え字)

0	平衡点
1	左圧力室
2	右圧力室
a	大気
d	下流側
max	最大値
ref	目標値
s	供給
u	上流側

2. 空気圧サーボテーブル

本研究で対象とする空気圧サーボテーブルシステムの概略について述べる。本システムは圧縮空気を用いて精密な位置決めおよび精度の高い軌道追従制御を行なうことができ、静圧軸受式空気圧アクチュエータ、空気圧サーボ弁、制御用 PC および層流型流量計から構成される。システムの概略図を Fig. 1 に示す。また、システムの外観図を Fig. 2 に示す。アクチュエータは内部にスライダとガイドから構成される 2 つの圧力室を有し、圧力室はガイドに直結した受圧板によって仕切られている。左右の圧力室に流入する空気流量を制御することで受圧板の左右に圧力差を生じさせ、その圧力差によってスライダを駆動する。

空気圧システムにおいて摺動部の摩擦は位置決め性能を阻害する最も大きな要因である⁷⁾。そこで、本システムでは

Fig. 1 Schematic diagram of the servo table system

Fig. 2 Photo of the pneumatic servo table

スライダの摺動部に静圧軸受を用いることでスライダとガイドを非接触状態に保ち、摩擦の影響をなくすことで精密な位置決めと軌道追従制御を実現した。また、スライダの位置を光学式高分解能位置センサを用いて精密に計測しフィードバックすることで制御を行なう。

本システムの消費流量の計測には層流型流量計を用いた。層流型流量計は層流格子と差圧計からなり、層流格子は多数の細管で構成されており、流れはこの細管内を通る際に粘性摩擦の影響から層流となる。層流流れにおいては流れ領域における圧力損失が流量と比例関係にあることが知られている。したがって、圧力損失を差圧計によって計測することで流量計測が可能となる。また、差圧計の動特性が約 50[Hz] と十分に高いことから流量を高い動特性で計測可能であることが示されている⁶⁾。

Fig. 3 Block diagram of the servo table system

Fig. 4 Control theorem of the servo table system.

3. 空気消費量の理論解析

3.1 システムのモデル化

本システムにおける空気消費量を解析するためにシステムのモデル化を行なった。本システムを線形化すると、テーブルへの制御入力からスライダ位置までのブロック線図は Fig. 3 となり、伝達関数を導出すると (1) 式に示す 3 次の伝達関数が得られる²⁾。

$$P_n(s) = \frac{K_n \omega_n^2}{s(s^2 + \omega_n^2)} \quad (1)$$

本システムの制御系は、位置・速度・加速度情報をフィードバックする PDD² とした。さらに動特性を改善するためのフィードフォワード補償を付加した⁸⁾。以上より、閉ループ伝達関数は (2) 式となり、このときのブロック線図は Fig. 4 となる。

$$G_c(s) = \frac{A_3}{s^3 + A_1 s^2 + A_2 s + A_3} \quad (2)$$

また、フィードフォワード制御を実現するために、加速度の微分値であるジャーク値の目標軌道を矩形波として与え、位置の目標軌道を 3 次曲線とする軌道を生成した。生成された目標軌道を Fig. 5 に示す。Fig. 5 において、 t_a はスライダの加減速に必要な加速時間を表わし、 t_v はスライダを等速度で移動させる時間を表わす。

3.2 空気消費量の解析

システムの駆動と空気消費量の関係を求めるために空気消費量の理論的解析を行なった。Fig. 3 のブロック線図より、スライダ位置-消費流量間の伝達関数を求めると (3)、(4) 式となる。

$$G_1 = \left(\frac{\delta}{1 + \delta} \frac{2P_0 A_t}{R \theta_a} \right) \frac{dx}{dt} + \left(\frac{\delta}{1 + \delta} \frac{M_t V_0}{A_t R \theta_a} \right) \frac{d^3 x}{dt^3} \quad (3)$$

Fig. 5 Reference trajectory of the system ($a_{\max} = 2.0[\text{m/s}^2]$, $v_{\max} = 0.1[\text{m/s}]$)

$$G_2 = \left(-\frac{1}{1 + \delta} \frac{2P_0 A_t}{R \theta_a} \right) \frac{dx}{dt} + \left(-\frac{1}{1 + \delta} \frac{M_t V_0}{A_t R \theta_a} \right) \frac{d^3 x}{dt^3} \quad (4)$$

(3)、(4) 式において、左辺第一項はスライダの速度を生み出すために必要な質量流量を表わし、第二項はジャークを生み出すために必要な質量流量を表わす。

ここで、システムにおける空気消費量は各圧力室に流入する空気流量の積分値と考えることができる。ただし、流量の負の部分は圧力室内より外部へ流出する空気を表わすので、空気消費量には含まれない。以上より、空気消費量は (5) 式となる。

$$M_{\text{air}} = \int G_1(G_1 > 0)dt + \int G_2(G_2 > 0)dt \quad (5)$$

3.3 シミュレーション結果

Fig. 5 において最大加速度 $a_{\max}$ 、最大速度 $v_{\max}$ を変化した場合の空気消費量の解析結果を Fig. 6 に示す。また、解析に用いたシステムの諸元は Table 1 のとおりである。Fig. 6 は最大加速度 $a_{\max}$ に対する空気消費量 M_{air} をプロットしたグラフであり、最大速度 $v_{\max}$ を 0.06, 0.08, 0.10 [m/s] とした場合の解析結果を示している。Fig. 6 より、最

Table 1 Simulation parameters

ambient temperature	θ_0	293	[K]
mass of silder	M_t	5.0	[kg]
suply pressure	P_s	500	[kPa(abs)]
equilibrium pressure of the pressure chamber	P_0	300	[kPa(abs)]
initial volume of the pressure chamber	V_0	1.31×10^{-4}	[m ³]
area of the silder	A_t	1.27×10^{-3}	[cm ²]
stroke	x_{dis}	0.04	[m]

Fig. 6 Air consumption of the servo table

大速度が小さいほうが空気消費量が多いこと、空気消費量が 0.211[g] 程度となる部分では最大加速度を変化させても空気消費量が小さくならないことがわかる。

この原因を解明するためにスライダの圧力室の一方に着目して詳細な流量の解析を行なった。Fig. 6 の (a) 部と (b) 部に対応するように最大速度と最大加速度を与えた場合に圧力室へ供給される流量の解析結果を Fig. 7 (a), (b) に示す。Fig. 7 上図には流量の速度項を実線、流量のジャーク項を破線で示し、下図に総流量を示している。Fig. 7 下図の $G_1 > 0$ 部の積分値が圧力室片側で消費される空気量となり、 $G_1 < 0$ 部は圧力室より排気される流量を示す。したがって、Fig. 7 (a) 下図の斜線部が排気される流量である。しかし、Fig. 7 (b) 下図では常に $G_1 > 0$ であり、圧縮空気は圧力室に供給されるだけであり、排気されることはない。これは Fig. 7 (b) 上図において、ジャーク項を生み出すために必要な流量の負の部分が速度項を生み出すために必要な流量よりも小さいため、流量のジャーク項が相殺されたことを示す。

このような駆動条件ではスライダの移動に最低限必要な空気量のみで要求される加速度、速度を達成することができる。したがって、この駆動条件を満たす目標軌道を与えることで、供給された空気を効率的に活用することができる。

3.4 空気消費量と駆動条件の相関

前項で示したように、流量のジャーク項の負の部分が流量の速度項によって完全に相殺される場合にシステムは最低限の空気消費量での駆動が可能となる。この条件は (3) 式より、(6) 式で表わされる。また、 j_{max}, v_{max} の間に (7) 式が成り立つ。

$$\frac{2P_0 A_t}{R\theta_a} v_{max} \geq \frac{M_t V_0}{A_t R\theta_a} j_{max} \quad (6)$$

$$j_{max} = v_{max}/2t_a^2 \quad (7)$$

以上より、システムの効率の良い駆動条件について (8) 式が得られる。

$$\begin{aligned} t_a &\geq 2\sqrt{\frac{M_t V_0}{A_t^2 P_0}} \\ &= \frac{2\sqrt{2}}{\omega_n} = t_{la} \end{aligned} \quad (8)$$

(a) $v_{max} = 0.08$ m/s, $a_{max} = 4.0$ m/s² (b) $v_{max} = 0.08$ m/s, $a_{max} = 2.5$ m/s²

Fig. 7 Mass flow rate of the pressure room

ここで、加速時間は最大速度と最大加速度を用いて (9) 式のように表わすことができる。

$$t_a = v_{max}/2a_{max} \quad (9)$$

したがって、システムの目標軌道において、加速時間が (8) 式を満たすように (9) 式より、最大速度と最大加速度が選ばばシステムはスライダの移動分の空気消費のみでの駆動が可能である。このとき、空気をもっとも有効に活用することができる。

Fig. 8 に加速時間に対する空気消費量の解析結果を示す。Fig. 8 は v_{max} を 0.06, 0.08, 0.10[m/s] とし、 a_{max} を 2.0~

Fig. 8 Air consumption for acceleration time

Fig. 9 Air consumption for arrival time

5.0 [m/s²] まで変化させた場合のシミュレーション結果である。Fig. 8 の横軸は加速時間を表わし、縦軸は空気消費量を表わす。加速時間が t_{la} 以上となる領域では、空気消費量がシステムの移動に必要な最低限の量となっている。

また、精密位置決め装置の一般的な使用方法としては初期位置・目標位置・目標位置へ到達するまでの時間を指定する方法が考えられる。そこで、到達時間と空気消費量の関係を考えるためのシミュレーションを行なった。Fig. 9 に到達時間と空気消費量の関係を示す。Fig. 9 は a_{max} を 2.0, 3.0, 4.0 [m/s²] とし、 v_{max} を 0.05~0.12 [m/s] まで 0.005 [m/s] 刻みで変化させた場合のシミュレーション結果である。このときの到達時間は約 0.4~0.9 [s] である。

Fig. 9 より、到達時間を長く設定した場合でも、最大加速度を小さくすることで空気消費量を低減させることが可能であることが示された。

4. 流量測定試験

システムの理論解析から得られた空気消費量と駆動条件の関係を確認するために層流型流量計を用いて流量測定試験を行なった。実験結果を Fig. 10 に示す。Fig. 10 はサーボテーブルの位置、速度、加速度の応答を示す。Fig. 10 より、加速度の応答が若干振動的となっているが、位置、速度

Fig. 10 Experimental results of the system

Fig. 11 Response of the mass flowrate

の応答に関しては非常に良く追従していることがわかる。

つぎに、一方の圧力室における流量の応答を Fig. 11 に示す。加速・減速時の応答ではシミュレーションと実験がおおむね一致しており、層流型流量計を用いることで、システムの空気消費量の計測が可能であることが示された。しかし、実験結果では流量の応答が振動的となっている。この原因については次章で考察する。

Fig. 12 に目標軌道における最大速度、最大加速度を変化させた場合の総空気消費量の結果を示す。Fig. 12 より、最大速度・最大加速度と空気消費量間の相関を実験結果より求めたところ、理論解析と同様に最大速度が大きいほうが空気消費量を小さくできる、最大加速度によらず空気消費量がほぼ一定の領域があるなどの傾向が見られた。しかし、空気消費量がほぼ一定となる領域での実験結果が理論解析より大きいなどの違いが見られる。この原因に関しても次章で考察する。

Fig. 13 に理論解析の際に求められたシステムの加速時

Fig. 12 Air consumption of the system

Fig. 13 Air consumption for acceleration time

間と空気消費量の関係を実験において計測した結果を示す。Fig. 13 より、最大速度が一定の場合、加速時間が長くなるほど空気消費量が小さくなることがわかる。また、加速時間が t_{la} より長くなる領域では空気消費量はほぼ一定となっていることがわかる。以上より、エネルギー効率の良い制御のためには加速時間を t_{la} とする必要があることが実験においても確認された。

5. 非線形性に関する考察

Fig. 11 および 12 において実験結果と線形シミュレーションの結果に差異が見られることに言及した。この点について、本システムの非線形性に着目した考察を行なう。本システムにおける主な非線形要素として、流量特性、スライダ圧力室の体積変化、温度変化、そしてサーボ弁特性の4つの非線形要素が考えられる。そこで、これらの非線形性を考慮したシミュレーションモデルを構築した。線形モデルで用いた支配方程式と非線形モデルで用いた支配方程式の比較を Table 2 に示す。

Table 2 において、 $f(u)$ はサーボ弁の非線形性を考慮した式である。ここで、サーボ弁の非線形性として、静特性、動特性および摩擦特性を考慮した。サーボ弁の静特性は実

Table 2 Equation for modeling

flow characteristics

linearized model

$$\text{choke condition} \quad G = K_f P_0 Se$$

$$\text{non-choke condition} \quad G = \delta K_f P_0 Se$$

nonlinearized model

$$\text{choke condition} \quad G = \frac{2}{\kappa + 1} \frac{1}{\kappa - 1} K_k P_u Se$$

$$\text{non-choke condition} \quad G = K_k \sqrt{\frac{P_d}{P_u} \frac{2}{\kappa} - \frac{P_d}{P_u} \frac{\kappa + 1}{\kappa}} P_u Se$$

volume change

linearized model

$$V = V_0$$

nonlinearized model

$$V = A_p(x_{\max} - x) + V_m$$

temperature change

linearized model

$$\theta = \theta_0$$

nonlinearized model

$$\frac{d\theta}{dt} = \frac{R\theta}{C_v PV} \left(G(C_p \theta_a - C_v \theta) + P \frac{dV}{dt} + hS_h(\theta_a - \theta) \right)$$

characteristics of the valve

linearized model

$$Se = K_{sv} u$$

nonlinearized model

$$Se = f(u)$$

Fig. 14 Static characteristics of servo valve

験より、Fig. 14 となった。そこで、シミュレーションにおいては Fig. 14 の特性を供給、排気のそれぞれについて3次曲線で近似を行なった。つぎに、サーボ弁の動特性を計測したところ2次遅れ系で表現されることがわかった。したがって、サーボ弁の動特性は (10) 式で表わされる。

$$\frac{\omega_v^2}{s^2 + 2\zeta_v \omega_v s + \omega_v^2} \quad (10)$$

また、サーボ弁のスプール-スリーブ間の摩擦力については、先行研究で提案されたモデルである、スティックスリップ現象について考慮したモデル⁹⁾を用いた。

構築された非線形モデルの結果と実験結果の比較を

Fig. 15 Simulation results of non-linear simulation

Fig. 17 Simulation results of non-linear simulation

Fig. 16 Air consumption of non-linear simulation

Fig. 18 Air consumption of non-linear simulation

Fig. 15, 16 に示す。

Fig. 15 より、非線形性を考慮することでシミュレーションにおいても実験と同様な流量の振動を確認することができた。また、Fig. 16 より、非線形性を考慮することで空気消費量のシミュレーション結果が非線形性を考慮しない場合と比べて、実験結果に近くなることがわかった。

つぎに、Fig. 15, 16 のそれぞれにおいて考慮した4つの非線形性のうち、どの要素が支配的であるのかを検討した。まず、流量の振動の支配要因に関して検討する。

Fig. 17 に、非線形要素としてサーボ弁特性の有無について検討した結果を示す。ここでは、Fig. 15 における等速移動区間の一部である $0.4 < t < 0.6$ の範囲を拡大して示している。Fig. 17 より、流量振動の支配要因がサーボ弁の特性であることがわかった。特に、サーボ弁の摩擦現象が大きな支配要因であると考えられる。

つぎに、空気消費量の差異の支配要因に関して検討した結果を Fig. 18 に示す。ここでは Table 2 で考慮した非線形性のうち、流量特性、圧力室の体積変化、温度変化のそれぞれの性質について個別に考慮し、シミュレーションを行

なった。Fig. 16 において、線形シミュレーションと非線形シミュレーションの結果を比較すると、最も大きな差異は駆動に最小限必要な空気量であるが、ここで Fig. 18 をみると、体積変化の影響を考慮したシミュレーションにおいて、駆動に最小限必要な空気量が增大していることがわかる。したがって、線形シミュレーションとの差異を生み出す主要因は体積変化の影響であるといえる。

6. ま と め

目標軌道を与えることで、バルブの飽和を防ぎ、高精度位置決めを達成した空気圧サーボテーブルシステムの空気消費量をシミュレーションと実験を用いて解析した。

システムの線形解析の結果、空気消費量は加速度と移動距離に支配されていることがわかった。また、空気消費量をシステムの移動分と加速分に分けて考えることでシステムに供給される圧縮空気が最も有効に活用される駆動条件について明らかにした。

層流型流量計を用いることで、本システムの駆動に必要な流量の計測が可能であることが示された。

また、実験において流量が振動的な応答を示す原因について考察した。非線形性を考慮したシミュレーションにより、流量が振動的となる主な原因がサーボ弁の非線形性にあることが判明した。最後に、本システムの空気消費量に対してシステムの非線形性が及ぼす影響について検討を行ない、圧力室の体積変化の影響が支配的であることが判明した。

参 考 文 献

- 1) (社)精密工学会超精密位置決め専門員会：次世代精密位置決め技術，フジ・テクノシステム (2000)
- 2) T. Kagawa, L.R. Tokashiki and T. Fujita: Accurate positioning of a pneumatic servo system with air bearings. *Power Transmission and Motion Control*, 257/268 (2000)
- 3) 則次，須賀：アクティブエアサスペンションの低圧駆動による省エネルギー制御。日本機械学会論文集 (C 編)，67-661, 2786/2791 (2001)
- 4) 小根山尚武：空気圧システムの省エネルギーに関する現状と課題。フルードパワーシステム，32-4, 231/236 (2001)
- 5) 山岸，寺島，河合：低摩擦型空気圧シリンダの省エネルギー効果について。平成 15 年春季フルードパワーシステム講演会講演論文集，122/124 (2003)
- 6) 松木，川嶋，香川：高速応答を有する気体用層流型流量計の特性解析。計測自動制御学会論文集，40-10, 1/10 (2004)
- 7) X. Brun, S. Sesmat, S. Scavarda and D. Thomasset: Simulation and experimental study of the partial equilibrium of an electropneumatic positioning system, cause of the sticking and restarting phenomenon. *Proceedings of The 4th JHPS International Symposium on Fluid Power* (1999)
- 8) S. Endo, H. Kobayashi, C. Kempf, S. Kobayashi, M. Tomizuka and Y. Hori: Robust digital tracking controller design for high-speed positioning systems. *Control Engineering Practice*, 4-4, 527/535 (1996)
- 9) 渡嘉敷，藤田，榎：空気圧シリンダのメータアウト速度制御時のスティックスリップ現象 (第 1 報摩擦特性とスティックスリップ現象)。日本油空圧学会論文集，30-4, 110/117, 7 (1999)

[著 者 紹 介]

宮 島 隆 至

2002 年東京理科大学工学部機械工学科卒業。2004 年東京工業大学総合理工学研究科知能システム科学専攻博士課程に進学し、現在に至る。流体計測制御，ロボット工学に関する研究に従事。日本フルードパワーシステム学会の学生会員。

藤 田 壽 憲 (正会員)

1988 年金沢大学大学院修士課程終了，同年金沢市役所を経て石川職業訓練短期大学講師，92 年東京工業大学工学部制御システム工学科助手，96 年同大学精密工学研究所助手，2002 年東京電機大学工学部助教授となり，現在にいたる。博士 (工学)。空気圧システムの解析，制御の教育・研究に従事。日本機械学会，精密工学会，日本フルードパワーシステム学会などの会員。

川 嶋 健 嗣 (正会員)

1992 年東京工業大学工学部制御工学科卒業。97 年同大学院理工学研究科制御工学専攻博士後期課程修了。同年東京都立工業高等専門学校機械工学科助手，2000 年東京工業大学精密工学研究所助教授となり，現在に至る。博士 (工学)。流体計測制御，ロボット工学に関する研究に従事。98 年本学会学会賞連沼賞受賞。日本機械学会，日本フルードパワーシステム学会などの会員。

香 川 利 春 (正会員)

1974 年東京工業大学工学部制御工学科卒業，74 年株式会社北辰電機製作所入社，76 年東京工業大学工学部制御工学科助手，86 年東京工業大学工学部制御工学科講師，90 年東京工業大学工学部制御工学科助教授，96 年東京工業大学精密工学研究所教授となり，現在に至る。博士 (工学)。流体計測制御，生体計測，プロセス計測制御に関する研究に従事。98 年本学会学会賞連沼賞受賞。日本フルードパワーシステム学会などの会員。

榎 和 敏 (正会員)

1979 年早稲田大学理工学部機械工学科卒業，82 年住友重機械工業 (株) 入社，現在に至る。主に油空圧制御，動力伝達要素の研究開発に従事。日本機械学会，日本フルードパワーシステム学会などの会員。