

流体増幅器の可動ゴム膜の特性解析

赤木 徹也*・堂田周治郎・松下 尚史

*岡山理科大学大学院工学研究科

岡山理科大学工学部機械工学科

(1997年10月6日 受理)

1. 序 論

電磁干渉などの環境障害に強い光サーボシステム¹⁾は魅力ある制御システムである。我々は光サーボシステムの開発を目的として、これまでに光-流体変換素子²⁾とその微小差圧を増幅する流体増幅器³⁾を用いた光サーボ弁(光-空気圧サーボ弁)を試作し、これと空気圧シリンダを用いて台車の位置決め制御システムを試作した⁴⁾。さらに、システムの理論解析を行い、設計や改良に役立つ解析モデルを構築した⁵⁾。

研究の次の段階として、システムの最適設計について検討する必要がある。試作システムにおいて最も改善を必要とするのは光サーボ弁である。現在用いている光-空気圧サーボ弁は、市販の電気-空気圧サーボ弁に比べ応答が10倍程度遅く⁴⁾、実用化を考える上で速応性改善はさけて通れない問題である。

そこで、本論文では、流体増幅器について可動ゴム膜³⁾の解析や基礎実験により、光サーボ弁の最適設計を行う上で必要となる可動ゴム膜のバネ定数や減衰係数、有効断面積などのパラメータとゴム膜の大きさや厚さとの関係を明らかにすることを目的とした。本論文の構成は以下の通りである。まず、2章で流体増幅器の構造と動作原理および基礎となる解析モデルを示し、3章で単動ゴム膜の解析およびゴム膜の曲げ剛性などのパラメータ同定を行い、4章で複動ゴム膜の解析や基礎実験について説明する。最後に5章で本論文の結論を述べる。

2. 低差圧駆動流体増幅器

2.1 構造と動作原理

Fig. 1 に低差圧駆動流体増幅器の構造図を示す。構造は中心部のシリコンゴム膜の両側からシール用のシリコンゴム膜ではさみ、2つの圧力室を構成する。これら3枚の円板状可動ゴム膜は円中心部分で樹脂製ロッドにより連結され、軸中心上に2つのノズルを配置している。また、シール用ゴム膜は、両側からアルミ合金製のスペーサではさみこまれ、ゴム膜が必要以上に外側に膨れない構造になっている。動作原理は、2つの圧力室に微小差

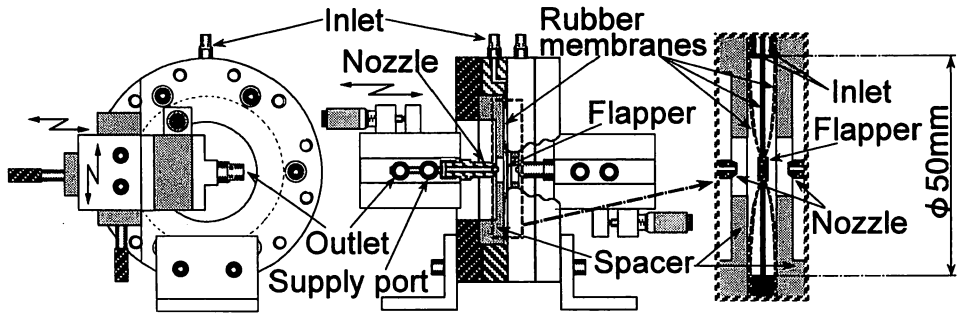


Fig. 1 Construction of booster amplifier

圧を加えると、ゴム膜のたわみによりフラップ部分にあたるロッドを左右に変位させ、それにより左右のノズルとの隙間が変わり背圧の差を生じ、圧力増幅を行うというものである。

2.2 基本解析モデル

流体増幅器の解析モデルを Fig. 2 に示す。流体増幅器はゴム膜を用いたダイヤフラム型シリンダと差動形式のノズル・フラップを組み合わせたものとして解析を行う。ここで、記号 $A, d, C, C_d, F, k, m, P, P_{at}, Q, R, T, V, x, \rho, \kappa$ はそれぞれ断面積、直径、減衰係数、流量係数、発生力、バネ定数、質量、絶対圧力、大気圧、質量流量、気体定数、絶対温度、容積、変位、密度、比熱比を示し、各添字は位置を示す。すなわち、添字 i, o, n, s はそれぞれ流体増幅器の入力側、出力側、ノズル側、供給側を示し、また、添字 R, L は右側、左側を示す。

ノズル内およびシリンダ内の気体の状態変化を断熱変化と仮定するとエネルギー保存則より次式が成り立つ。

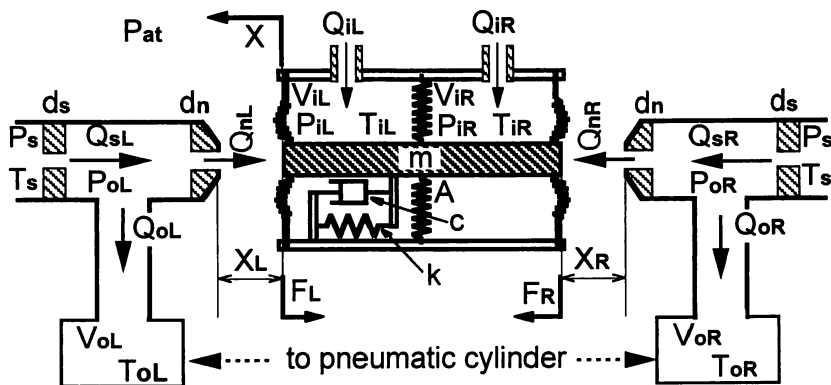


Fig. 2 Analytical model of booster amplifier

$$\frac{dP_j}{dt} = \frac{\kappa RT_j}{V_j} Q_j - \frac{\kappa P_j}{V_j} \frac{dV_j}{dt} \quad (j = iR, iL, oR, oL) \quad (1)$$

また、増幅器の両側圧力壁はゴム膜でできているため、入力圧力の大きさにより膨張収縮が生じ、容積変化は通常の空気圧シリンダの場合と多少異なる。この容積変化はフラッパ変位に比例するものとして次式で表す。

$$V_{1k} = V_{1k0} + \alpha A'(x_k - x_{k0}) \quad (k = R, L) \quad (2)$$

ここで、 α は容積変化を示す実験定数であり容積変化率と呼ぶことにする。また、 A' は中心部ゴム膜の受圧面積である。さらに、 x_k はノズル・フラッパ間距離、 x_{k0} は左右のノズルからの出力背圧が等しい平衡状態におけるノズル・フラッパ間距離である。 x_R, x_L は Fig. 2 の幾何学的な関係より次式で与えられる。

$$x_R = x_{R0} + x, \quad x_L = x_{L0} - x \quad (3)$$

また、フラッパ部分の運動方程式は次式で表される。

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + C \frac{dx}{dt} + kx = F_R - F_L + A(P_{1R} - P_{1L}) \quad (4)$$

ノズル部分の流量は質量保存則より次式で表される。

$$Q_{ok} = Q_{sk} - Q_{nk} \quad (k = R, L) \quad (5)$$

$$Q_{sk} = C_{ds} \frac{\pi}{4} d_s^2 P_s \sqrt{\frac{2}{RT_s}} f\left(\frac{P_{ok}}{P_s}\right) \quad (k = R, L) \quad (6)$$

$$Q_{nk} = C_{dn} \pi d_n x_k P_{ok} \sqrt{\frac{2}{RT_{ok}}} f\left(\frac{P_{at}}{P_{ok}}\right) \quad (k = R, L) \quad (7)$$

ここで、式(6)、(7)における関数 $f(z)$ (z : 下流側圧力/上流側圧力) は流れがチョーク流と非チョークの場合で異なり、以下の式で表される。

$$f(z) = \sqrt{\left(\frac{\kappa}{\kappa-1}\right) \left(Z^{2/\kappa} - Z^{(\kappa+1)/\kappa} \right)} \quad (0.528 < Z \leq 1) \quad (8)$$

$$f(z) = \sqrt{\left(\frac{\kappa}{\kappa+1}\right) \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{2/(\kappa-1)}} \quad (0 \leq Z \leq 0.528) \quad (9)$$

また、フラッパがノズル噴流から受ける力は噴流出口圧力による力と噴流運動量による力の和であり次式で与えられる。

$$F_k = \frac{\pi}{4} d_n^2 (P_{ok} - P_{at}) + \frac{Q_n k^2}{\rho \frac{\pi}{4} d_n^2} \quad (k = R, L) \quad (10)$$

以上の式(1)~(10)により流体増幅器の特性を知ることができる。

しかし、上記の解析モデルでは、フラップ部分である可動ゴム膜の解析が十分でないので、式(4)におけるバネ定数 k や有効断面積 A 、減衰係数 C などのパラメータと、ゴム膜の大きさや厚さ、スペーサの大きさなどの設計時に任意に与えることのできるパラメータ（設計パラメータ）との詳細な関係が不明瞭であるため、速応性に優れた光サーボ弁の最適設計を行うことができない。また、式(2)中の容積変化率 α や増幅器内容積 $V_{j0} (j = iR, iL)$ はゴム膜の変形形状に依存するので、これらのパラメータと設計パラメータとの関係を知る必要があり、そのためにはゴム膜の変形に関する解析および実験が必要である。そこで、次章で可動ゴム膜に関する詳細な解析および基礎実験について述べる。

3. 単動ゴム膜の解析

可動ゴム膜の解析を行うためには、まず、使用するシリコンゴム膜の機械的性質を知る必要がある。そこで、単動ゴム膜の解析や膜変位特性実験を行い、ゴム膜の曲げ剛性などのパラメータを同定する。

3.1 単動ゴム膜の解析

Fig. 3 に単動ゴム膜の解析モデルを示す。ここで、図中の記号 a, h, r, p はそれぞれゴム膜半径、膜厚、膜中心からの距離、入力ゲージ圧力を示す。このモデルは周辺固定の円形ゴム膜に等分布荷重が加わった場合を示している。このゴム膜の中心からの距離 r におけるたわみ W は、平板の曲げ理論⁹⁾を用いると次式のように表される。

$$W = \frac{pa^4}{64D_i} \left(1 - \frac{r^2}{a^2}\right)^2 \quad (11)$$

$$D_i = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} \quad (12)$$

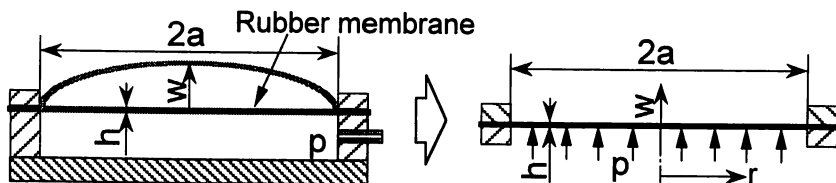


Fig. 3 Analytical model of single-acting type rubber membrane

ここで、式(12)中の記号 E , D_i , ν はそれぞれゴム膜のヤング率、曲げ剛性、ポワソン比を示す。また、このゴム膜の最大たわみ量 W_{\max} は、式(11)より

$$W_{\max} = \frac{pa^4}{64D_i} \tag{13}$$

となる。式(12), (13)より、ゴム膜の最大たわみ量/入力圧力の関係を求めると以下のようになる。

$$\frac{W_{\max}}{p} = \frac{3}{16} \beta \frac{a^4}{h_i^3} \tag{14}$$

$$\beta = \frac{(1-\nu^2)}{E} \tag{15}$$

式(12), (15)よりヤング率 E とポアソン比 ν で決まる β の値を知れば、ゴム膜の任意の厚さ h_i に対する曲げ剛性 D_i が得られることがわかる。そして、式(14)から最大たわみ量 W_{\max} /入力圧力 p の関係を調べることにより β の値を同定できる。

3.2 パラメータの同定

Fig. 4 に単動ゴム膜の入力圧力 p に対する最大たわみ量 W_{\max} を測定するための実験装置を示す。測定に用いたシリコンゴム膜の厚さは $h=0.45, 0.55, 0.90, 1.55, 1.80, 2.70$ mm であり、それぞれについてゴム膜直径 $2a=20, 30, 40, 50$ mm のものを2つ用意し、これらに対するたわみ量を測定した。測定は、ゴム膜とアルミ製の円板で仕切られた圧力室内圧力（入力圧力 p ）を、可変絞りで調節し、入力圧力に対する円板中心部のたわみ量（最大たわみ量）をレーザ変位計（楯キーエンス LC-2100）を用いて行った。また、入力圧力は水柱マンメータを用いて測定した。測定結果の一例として、Fig. 5 に膜厚 $h=2.70$ mm の場合の入力圧力と最大たわみ量の関係を示す。図を見るとゴム膜のたわみ量は膜厚の半分程度までは、入力圧力に対して線形関係にあり、それ以上の変形ではたわみの変化量が徐々に減少しているのがわかる。これはゴム膜の大変形によりゴム膜中央面に生じる引張りの影響が無視できなくなるためである⁹⁾。

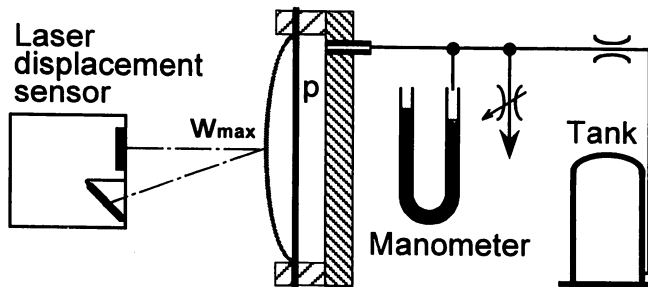


Fig. 4 Experimental equipment of single-acting type rubber membrane

次に、この線形領域（小変形領域）のグラフの傾きを求めることにより、供試ゴム膜の曲げ剛性のパラメータ同定を行う。すなわち、グラフの傾きにあたる W_{\max}/p の実験値を式(14)を用いて最小二乗法により、 β の値を求める。ここでパラメータ同定に用いる実験値は、線形範囲の測定値が比較的信頼できる（実験を始める際に、たわみが存在していない条件） $h=0.90, 1.55, 1.80, 2.70$ mm の場合を用いる。この方法により得られた β の値は 2.69×10^{-7} [m²/N] である。この値は、通常の弾性ゴムのポアソン比 $\nu=0.46 \sim 0.49$ とヤング率 $E=1.5 \sim 5.0 \times 10^6$ [N/m²] から計算される範囲に入っている。Fig. 6 に W_{\max}/p の実験結果と、 β の値を用いた式(14)による計算結果との比較を示す。図を見ると、実験値と計算値は膜厚 h やゴム膜直径 $2a$ が変わった場合でもよく一致していることがわかる。

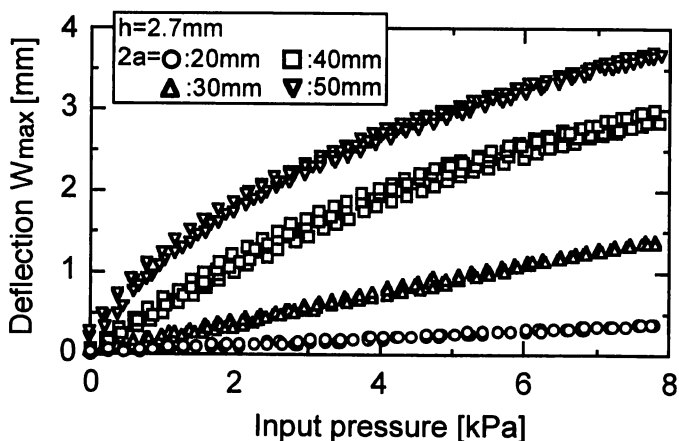


Fig. 5 Relation between input pressure and deflection of single-acting type rubber membrane

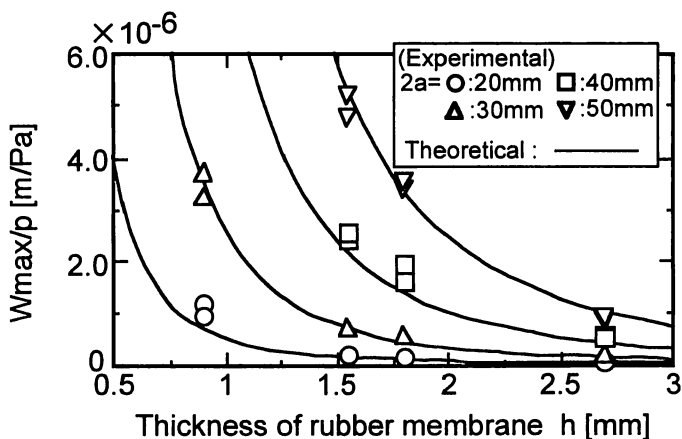


Fig. 6 Relation between thickness of rubber membrane and W_{\max}/p

4. 複動ゴム膜の特性

本章では流体増幅器で用いる3枚のゴム膜からなる複動式の可動ゴム膜の解析や特性実験結果について述べる。

4.1 複動ゴム膜の解析

複動ゴム膜の解析モデルを Fig. 7 に示す。複動ゴム膜を図の右側に示すように3枚のゴム膜に分割し、さらに、個々のゴム膜に対して、等分布荷重にあたる入力圧力が加わる場合と、ロッドに入力圧力による発生力が集中荷重として加わる場合の2種類に分けて考える。ここで、図中の記号 b はロッド半径を示し、 F_c, F_{SR}, F_{SL} はそれぞれ中心部およびシール用右側、シール用左側ゴム膜のロッド部分における発生力を示す。また、その他の記号は3.1節で用いたものと同じである。最初の添字 C, S はそれぞれ中心部ゴム膜、シール用ゴム膜を示し、最後の添字 R, L は右側、左側を示す。

まず、各々のゴム膜について考える。外周固定、ロッドである内周可動片に固定された円輪板に等分布荷重（入力圧力 p_i ）が加わる場合のたわみ W_{1i} は次式で表わされる⁶⁾。

$$W_{1i} = -\frac{p_i a_i^4}{64 D_i} \left\{ 1 - \frac{r_i^4}{a_i^4} + 8(G_1 + 1) \left(1 - \frac{r_i^2}{a_i^2} \right) \frac{b^2}{a_i^2} + 4 \left(H_1 - 2 \frac{b^2 r_i^2}{a_i^2 a_i^2} \right) \ln \left(\frac{a_i}{r_i} \right) \right\} \quad (16)$$

$$G_1 = -\frac{1}{4} \left(3 + \frac{a_i^2}{b^2} \right) + \frac{b^2}{a_i^2 - b^2} \ln \left(\frac{a_i}{b} \right) \quad (17)$$

$$H_1 = \left(1 - \frac{4b^2}{a_i^2 - b^2} \ln \left(\frac{a_i}{b} \right) \right) \frac{b^2}{a_i^2} \quad (18)$$

ここで、添字 i は、 $i = C, SR, SL$ であり、圧力 p_c は $p_c = (p_{SR} - p_{SL})$ である。

また、可動片に集中荷重が加わった場合のたわみ W_{2i} は、以下の式で与えられる⁶⁾。

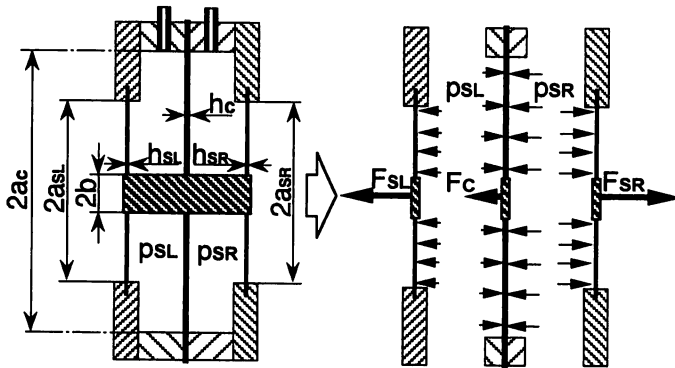


Fig. 7 Analytical model of double-acting type rubber membranes

$$W_{2i} = \frac{F_i a_i^2}{8\pi D_i} \left\{ (1+G_2) \left(1 - \frac{r_i^2}{a_i^2} \right) - \left(H_2 + \frac{r_i^2}{a_i^2} \right) \ln \left(\frac{a_i}{r_i} \right) \right\} \quad (19)$$

$$G_2 = \frac{b^2}{a_i^2 - b^2} \ln \left(\frac{a_i}{b} \right) - \frac{1}{2} \quad (20)$$

$$H_2 = \frac{2b^2}{a_i^2 - b^2} \ln \left(\frac{a_i}{b} \right) \quad (21)$$

ここで、ロッド部における各ゴム膜が持つ固有のバネ定数 k_i は $k_i = F_i / W_{2i(\max)}$ で表され、式(19)より、次式で与えられる。

$$k_i = \frac{8\pi D_i}{a_i^2 \left\{ (1+G_2) \left(1 - \frac{b^2}{a_i^2} \right) - \left(H_2 + \frac{b^2}{a_i^2} \right) \ln \left(\frac{a_i}{b} \right) \right\}} \quad (22)$$

また、中心のロッド部における発生力 F_i は、等分布荷重が加わった場合と集中荷重が加わった場合の膜中心点 ($r_i = b$) のたわみ量が等しいと考え、 $W_{1i(\max)} = W_{2i(\max)}$ より次式で表される。

$$F_i = \frac{p_i a_i^2}{8} \left\{ \frac{1 - \frac{b^4}{a_i^4} + 8(G_1 + 1) \left(1 - \frac{b^2}{a_i^2} \right) \frac{b^2}{a_i^2} + 4 \left(H_1 - 2 \frac{b^4}{a_i^4} \right) \ln \left(\frac{a_i}{b} \right)}{(1+G_2) \left(1 - \frac{b^2}{a_i^2} \right) - \left(H_2 + \frac{b^2}{a_i^2} \right) \ln \left(\frac{a_i}{b} \right)} \right\} \quad (23)$$

また、可動ゴム膜全体の発生力 F とバネ定数 k 、有効断面積 A 、中心変位（最大たわみ量） W は次式で与えられる。

$$F = F_C + F_{SL} - F_{SR} \quad (24)$$

$$k = k_C + k_{SR} + k_{SL} \quad (25)$$

$$A = \frac{F}{p_{SR} - p_{SL}} \quad (26)$$

$$W = \frac{F}{k_C + k_{SR} + k_{SL}} \quad (27)$$

以上の式(12), (16)~(27)を用いて、中心部およびシール用ゴム膜の厚さや直径を変えた場合の可動ゴム膜のバネ定数 k や有効断面積 A を知ることができる。また、容積変化率 α や増幅器内容積 $V_{jo}(j = iR, iL)$ の推定の際に必要な各ゴム膜の変形形状は、各ゴム膜の力の釣り合いから、そのゴム膜に加わる等分布荷重（入力圧力）と集中荷重を考え、重ね合わせの原理から、ゴム膜中心からの距離 r に対するたわみ量 $W_{1i} - W_{2i}$ を計算することで

得られる。例えば、中心部のゴム膜の場合、式(16)の等分布荷重は $p_i = p_{SR} - p_{SL}$ であり、式(19)の外力（2枚のシール用ゴム膜の発生力）にあたる集中荷重は $F_i = F_{SR} - F_{SL}$ である。

4.2 実験結果との比較

可動ゴム膜の解析モデルの妥当性を確認するために、実験値と理論値の比較を行う。ここで比較の対象として、直接測定によって知ることができる入力差圧に対する中心変位の変化の比 $W/(p_{SR} - p_{SL})$ を選ぶ。Fig. 8に可動ゴム膜の入力差圧と中心変位の関係を探るための実験装置を示す。測定方法は単動式の場合と同様、中心部分のロッド部変位をレーザー変位計で、入力圧力差を水柱マンノメータで測定する。まず、絞り調節により左右圧力室の初期ゲージ圧力をそれぞれ3kPaに設定し、次に、片側の可変絞りを調節することにより入力差圧を変える。測定に用いたシリコンゴム膜の厚さは、 $h_c = 2.75\text{mm}$, $h_s (= h_{SR} = h_{SL}) =$

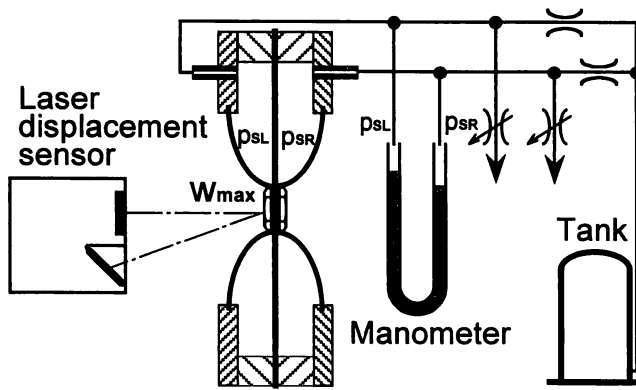


Fig. 8 Experimental equipment of double-acting type rubber membranes

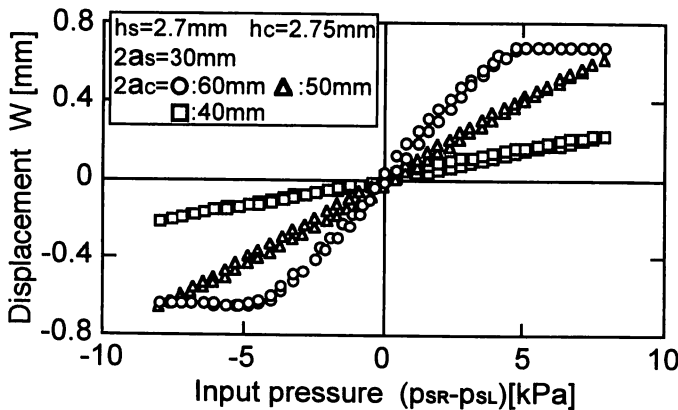


Fig. 9 Relation between input pressure and displacement of double-acting type rubber membranes

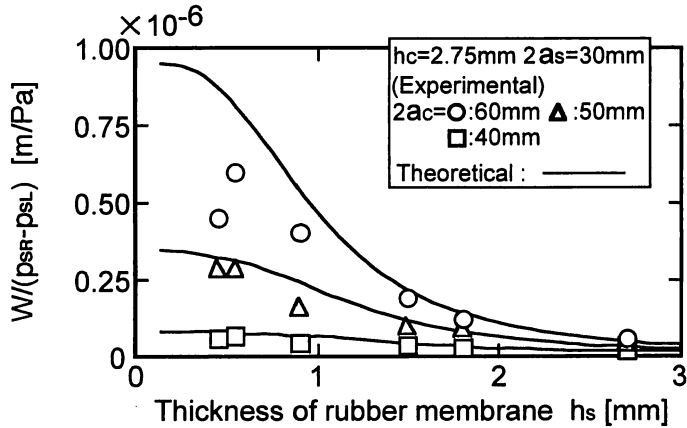


Fig.10 Relation between thickness of rubber membrane and $W/(p_{SR}-p_{SL})$

0.45, 0.55, 0.90, 1.55, 1.80, 2.70 mm であり、それぞれのゴム膜直径は、 $2a_c=60, 50, 40$ mm, $2a_s(=2a_{SR}=2a_{SL})=30, 40, 50$ mm である。測定結果の一例として Fig.9 に $h_c=2.75$ mm, $h_s=2.70$ mm, $2a_c=60, 50, 40$ mm, $2a_s=30$ mm の場合の入力差圧と中心変位の関係を示す。図を見ると、中心変位は入力差圧に比例し、膜直径 $2a_c$ が大きくなると中心変位の変化量が大きくなるのがわかる。また $2a_c=60$ mm の場合、入力差圧の大きい所で飽和する現象が見られる。これは、膜直径が大きい場合、入力差圧が大きくなると、中心部の膜が大きく変形し、スペーサに接触するためである。

上記の実験で求めたグラフの傾きである $W/(p_{SR}-p_{SL})$ の実験値と、3.2 節で同定した β の値と 4.1 節の解析モデルにより得られる計算値を Fig.10 に示す。図中の \circ, Δ, \square は実験値を示し、実線は式(26), (27) から求められる計算値である。シール用ゴム膜の厚さ h_s が変わった場合でも実験結果と計算結果はほぼ一致しており、解析モデルの妥当性が確認できる。また、シール用ゴム膜の薄い範囲 ($h_s \leq 1.0$ mm) で実験値と計算値に多小の誤差があるのは、膜厚の薄いゴム膜では初期ゲージ圧力 3 kPa が加わった状態でも大変形領域の変形を起こし、3.2 節で述べた現象が生じるため、線形理論による計算値の方がバネ定数を実際より小さく見積るためである。すなわち、式(27) の k_{SR}, k_{SL} が実際より小さく同定されるため、膜変位 W の計算値が大きくなるものと考えられる。

4.3 減衰係数の同定

解析的に与えることが困難である複動ゴム膜の減衰係数 C を求めるため、膜変位をステップ状に変化させ、その応答から減衰係数を同定した。膜変位のステップ状変化は片側の圧力室に加えた圧力を急激に大気開放することにより行い、膜変位の応答はレーザ変位計とアナライジングレコーダ (榊横河電機 AR1100) で計測した。その結果の一例を Fig.11 に示す。このステップ応答結果を用い、膜変位の応答を式(4)で示される 1 自由度振動系として近似し、応答結果に合うように減衰係数を求めた。推定の際に用いるゴム膜質量 m は可

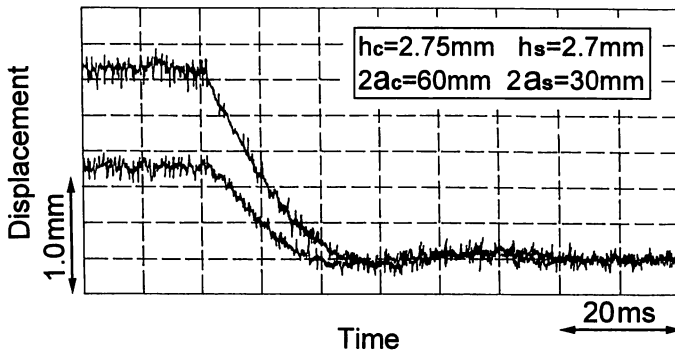


Fig.11 Step response of displacement of double-acting type rubber membranes

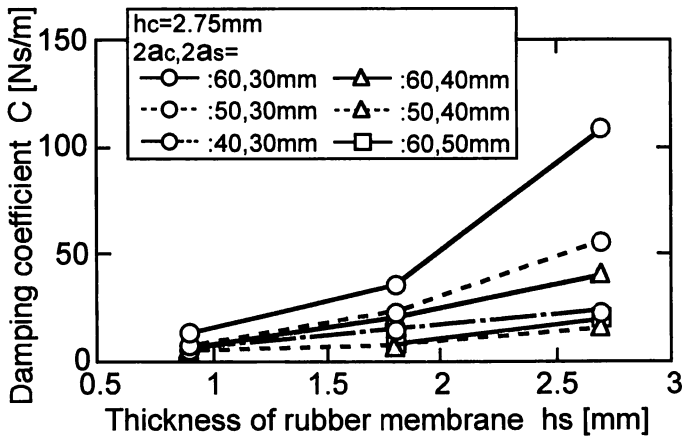


Fig.12 Relation between thickness of rubber membrane and damping coefficient of double-acting type rubber membranes

動部分全体のゴム膜の質量とロッドの質量 m_{rod} の和として次式で与えた。

$$m = \pi \rho_r \{ a_c^2 h_c + 2 a_s^2 h_s \} + m_{rod} \tag{28}$$

ここで、 ρ_r はゴムの密度で $\rho_r = 1154 \text{ kg/m}^3$ 、 $m_{rod} = 1.08 \times 10^{-3} \text{ kg}$ である。また、バネ定数 k は式(5)から得られる値を用いた。以上の方法により同定した減衰係数と膜厚の関係を Fig.12 に示す。図は中心部のゴム膜の厚さ $h_c = 2.75 \text{ mm}$ の場合で、 \circ 、 \triangle 、 \square はそれぞれシール用ゴム膜の直径が $2a_s = 30, 40, 50 \text{ mm}$ の場合を示し、さらに、実線、破線、一点鎖線は中心部ゴム膜の直径の組み合わせを変えた場合で、それぞれ、 $2a_c = 60, 50, 40 \text{ mm}$ の場合を示す。図から減衰係数はいずれの場合も膜厚 h_s の増加とともに大きくなり、膜直径の増加とともに小さくなるのがわかる。それぞれの組み合わせに対し、減衰係数は $C = 4 \sim 110 \text{ Ns/m}$ の範囲にある。

5. 結 論

光サーボ弁の最適設計を行う上で必要な流体増幅器の可動ゴム膜の解析や特性実験を行った結果、単動ゴム膜の解析やたわみ量測定実験により、光サーボ弁に用いるシリコンゴムの特性を知ることができた。また、可動ゴム膜の解析や変位特性実験を行い、実験値と理論値を比較することにより、モデルの妥当性を確認した。さらに、いままでそれぞれのゴム膜に対して実験的に求めていた有効断面積やバネ定数の値を使用するゴム膜の形状や厚さから計算式により求めることが可能になった。また、減衰係数を可動ゴム膜のフラップ変位のステップ応答から同定した。今後はこの解析モデルや基礎実験による推定値を用いて光サーボ弁の最適設計を行う予定である。

最後に本実験に協力された本学学生の森田正紀、米田知弘の両君に厚く感謝します。

参考文献

- 1) 中田 毅, 曹 東輝, 謝 啓裕, 山内 洋, 山内 隆: 光サーボシステムの基礎的研究(光アクチュエータへの寄与), 日本機械学会論文集(C), 57-542, 3228-3233(1991).
- 2) 堂田周治郎, 東海正明, 高森 年: 光-流体変換素子に関する研究, 計測自動制御学会論文集, 26-7, 780-786(1991).
- 3) 赤木徹也, 堂田周治郎, 松下尚史: 低差圧で駆動される流体増幅器の開発, 岡山理科大学紀要29A, 191-201(1994).
- 4) 赤木徹也, 堂田周治郎, 松下尚史: 光-空気圧サーボシステムに関する研究(第1報, 直接および間接光信号フィードバックシステムの試作), 日本機械学会論文集(C), 62-600, 3188-3195(1996).
- 5) T. Akagi, S. Dohta and H. Matsushita: Analysis of an Optical Servo Valve and Improvement of an Opto-Pneumatic Control System, FLUCOME'97 (Hayama), 535-540(1997).
- 6) 日本機械学会編: 機械工学便覧, A52-A61(1989).
- 7) 国立天文台編: 理科年表, 物24(1992).

Analysis of Moving Rubber Membranes in Fluid Booster Amplifier

Tetsuya AKAGI*, Shujiro DOHTA and Hisashi MATSUSHITA

Department of Mechanical Engineering,

Faculty of Engineering

**Graduate School of Engineering,*

Okayama University of Science,

Ridai-cho 1-1, Okayama 700-0005, Japan

(Received October 6, 1997)

The purpose of our study is to develop an optical servo system which can be used in hazardous environments. So far, we developed an optical servo valve which consisted of a photo-fluidic interface and fluid booster amplifiers. And, we developed a cart position control system and proposed an analytical model of the system to improve the control performance. The next step is an optimal design of the valve for improving the dynamic performance. But it is difficult to know system parameters of the amplifiers needed for the optimal design, because the characteristics of the rubber membrane in the amplifier has never been analyzed enough.

In this paper, we proposed the static analytical model of the moving rubber membranes in the amplifier by using the technique of strength of material. We identified the bending stiffness of the membranes by measuring the deflection of single membrane according to the input pressure change. The validity of the proposed model was confirmed by comparing with experimental and theoretical results. As a result of the analysis and experiments, we found that the equivalent spring constant and the effective sectional area of the moving rubber membranes could be obtained analytically. Further, we identified the damping coefficient of the membranes by investigating the step response of the membrane displacement experimentally and theoretically.