

# カフィードバック空気圧サーボ弁の自励振動

Self-excited Oscillation of Force-feedback Pneumatic Servovalve

荒 木 献 次  
Kenji ARAKI

## 1. はしがき

ノズル・フラップ機構において、ノズル噴流のフラップに及ぼす力（ノズル噴流力）はノズル・フラップ間隙に対して著しい非線形性を示すことがある<sup>1), 2)</sup>。このノズル噴流力の非線形性によって、カフィードバック空気圧サーボ弁が自励振動を起こすことを見いだした。ここではそれについて報告する。

## 2. 実験装置

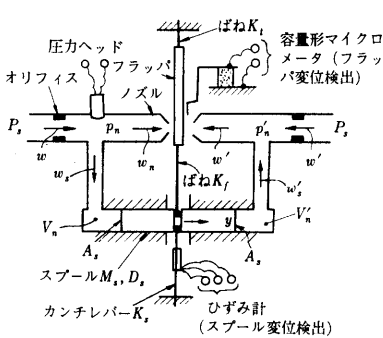


図 1 カフィードバック空気圧サーボ弁

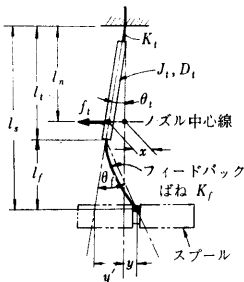
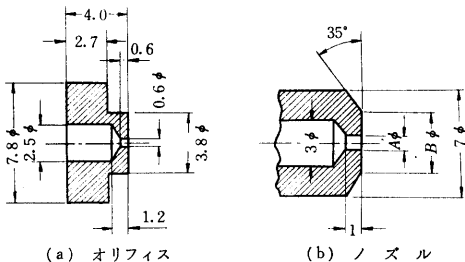


図 2 フラップ



(a) オリフィス (b) ノズル

ノズル名	a		b		c		d	
	1	2	1	2	1	2	1	2
Aφ	1.06	1.06	0.81	0.81	0.84	0.82	1.01	1.00
Bφ	7.0	7.0	4.0	4.0	1.24	1.19	1.36	1.36

図 3 オリフィスとノズル

## 3. ノズル噴流力

図 3 に示すオリフィスとノズルを用いた場合の静的なノズル背圧特性とノズル噴流力（ノズルからフラップに向かう向きを正とする）の特性を図 4 に示す。●印はノ

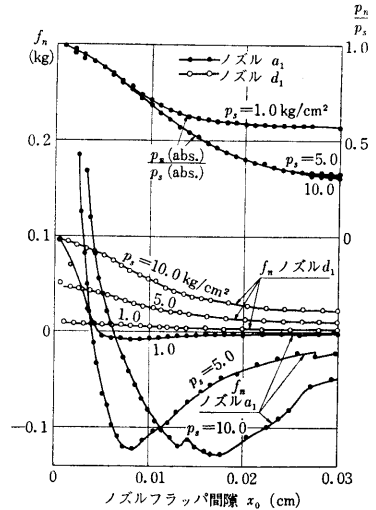


図 4 ノズル特性 (実測値)

ズル  $a_1(B=7^\circ)$  を用いた場合、○印はノズル  $d_1(B=1.36^\circ)$  を用いた場合である。両者を比べると、ノズルの座  $B$  の大きさによって、ノズル噴流力の特性が著しく変わることがわかる（オリフィスは同じ、ノズル孔径もほぼ同じ）。

図 1 のカフィードバックサーボ弁の場合、フラップを中心に左右にノズルを 2 個対向させて使用するので、フラップは左右からノズル噴流力（左を  $f_n$ 、右を  $f_{n'}$ ）を受け、その合成力（右向きを正）を  $f_{noz}$  とすると  $f_{noz} = f_n - f_{n'}$  となる。ここでオリフィス、ノズル、 $p_s$  が決まっていると、 $x$  をフラップ変位、 $p_n, p_{n'}$  を左右のノズル背圧として

$$f_n = N(x_0 - x, p_n), f_{n'} = N(x_0 + x, p_{n'}), f_{noz} = f_n - f_{n'} \quad (1)$$

と書ける。ここで  $x_0$  は中立状態におけるノズル・フラップ間隙である。供給空気圧  $p_s = 5.0 \text{ kg/cm}^2$ 、 $x_0 = 0.017 \text{ cm}$  の場合の  $f_{noz}$  を図 5 に示す。実線はノズル  $a$ 、点線はノズル  $d$  の場合である。ノズル  $a$  の場合には、 $f_{noz}$  は著しい非線形性を示し、原点近傍でこう配が負  $\tan(\phi)|_{x=0} = N_x < 0$  となっている。したがって、この

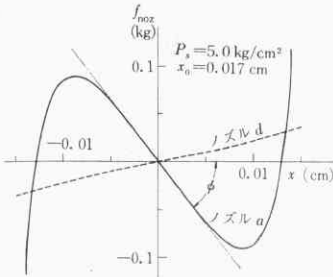


図 5 ノズル噴流力  $f_{noz}$

ノズルを用いると、カフィードバックサーボ弁が自励振動を起こす可能性が生じる。

4. 理論解析

フラップはトルクモータに流れる入力差電流  $i$  に比例した磁気吸引力  $f_i$  をうける。  $w$  を流量 (kg/sec),  $\kappa$  を比熱比,  $V_n$  をノズル室容積,  $A_s, M_s, D_s$  および  $K_s$  をそれぞれスプールの背圧作用面積, 質量, 粘性抵抗係数およびばね定数とし, さらに図 1, 図 2 に示した記号を用いて

$$\left. \begin{aligned} F_i &= K_i I, \quad G_{i\theta} = \theta_i / T = 1 / (J_i s^2 + D_i s + K_i), \\ C_1 &= \left| \frac{\partial w}{\partial p_n} \right|, \quad C_1' = \left| \frac{\partial w'}{\partial p_n'} \right|, \quad C_2 = \left| \frac{\partial w_n}{\partial x} \right|, \\ C_2' &= \left| \frac{\partial w_n'}{\partial x} \right|, \\ C_3 &= \frac{\partial w_n}{\partial p_n}, \quad C_3' = \frac{\partial w_n'}{\partial p_n'}, \quad C_4 = \frac{\kappa p_n}{\gamma_n V_n}, \\ C_4' &= \frac{\kappa p_n'}{\gamma_n' V_n'}, \\ C_5 &= \frac{\kappa p_n A_s}{V_n}, \quad C_5' = \frac{\kappa p_n' A_s}{V_n'}, \\ G_0 &= \frac{1}{M_s s^2 + D_s s + K_s} \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

とおけば, 図 1 のサーボ弁の信号伝達線図は図 6 のようになる。図中の  $F_{sz}$  はスプールの働く軸力 (操作空気の流動によって生じる) である。この実験では操作空気を流していない。ここでノズル噴流力図 5 を線形化し

$$F_{noz} \doteq N_x \cdot X + N_p \cdot P_n \quad (3)$$

とおくと, カフィードバックサーボ弁の伝達関数  $G_{iy}$  は

$$G_{iy} = \frac{Y}{I} = K_i l_n^2 \left[ \left( \frac{1}{G_{i\theta}} + K_f \left( \frac{l_i}{l_f} \right)^2 + l_n^2 N_x \right) \frac{1}{G_{xy}} + K_f \frac{l_s l_n}{l_f^2} + \frac{l_n^2 N_p}{2 A_s G_0} \right] \quad (4)$$

となる。ここで

$$\left. \begin{aligned} G_{xy} &= \frac{K}{s^3 + A_s s^2 + B_s s + C}, \quad K = \left| \frac{\partial w_n}{\partial x} \right| \cdot \frac{\omega_{sn}^2}{A_s \gamma_n}, \\ \omega_{sn} &= A_s \sqrt{\frac{2 H_n \gamma_n}{M_s}}, \quad A = \frac{D_s}{M_s} + a_n, \\ B &= \frac{K_s}{M_s} + a_n \frac{D_s}{M_s} + \omega_{sn}^2, \quad C = a_n \frac{K_s}{M_s} \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

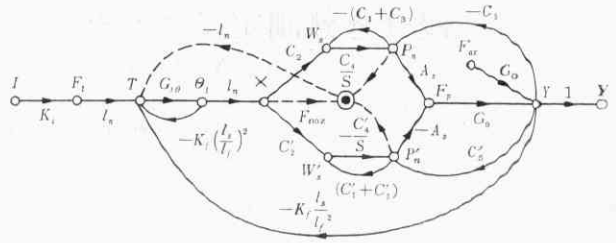


図 6 カフィードバック空気圧サーボ弁の信号伝達線図

$$a_n = H_n \left\{ \left| \frac{\partial w}{\partial p_n} \right| + \frac{\partial w_n}{\partial p_n} \right\}, \quad H_n = \frac{\kappa p_n}{\gamma_n V_n}$$

サーボ弁の特性方程式は

$$\left[ \frac{1}{G_{i\theta}} + K_f \left( \frac{l_i}{l_f} \right)^2 + l_n^2 N_x \right] \frac{1}{G_{xy}} + K_f \frac{l_s l_n}{l_f^2} + \frac{l_n^2 N_p}{2 A_s G_0} = 0 \quad (6)$$

または, これを書き直して

$$a_0 s^5 + a_1 s^4 + a_2 s^3 + a_3 s^2 + a_4 s + a_5 = 0 \quad (7)$$

ただし

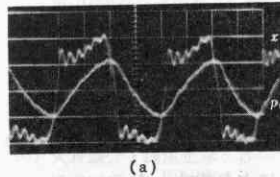
$$\left. \begin{aligned} a_0 &= J_s, \quad a_1 = A J_s + D_s, \quad a_2 = B J_s + A D_s + D_s, \\ a_3 &= C J_s + B D_s + A D_s + E, \quad a_4 = C D_s + B D_s + F, \\ a_5 &= C D_s + G, \quad D = K_i + K_f \left( \frac{l_i}{l_f} \right)^2 + l_n^2 N_x, \\ E &= K \frac{l_n^2 N_p}{2 A_s} M_s, \quad F = K \frac{l_n^2 N_p}{2 A_s} D_s, \\ G &= K K_f \frac{l_s l_n}{l_f^2} + K \frac{l_n^2 N_p}{2 A_s} K_s \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

Hurwitz の安定条件は  $a_0 \sim a_5$  がすべて正であり,かつ

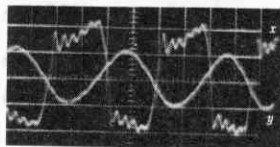
$$\Delta_1 = \begin{vmatrix} a_1 a_3 \\ a_0 a_2 \end{vmatrix} > 0, \quad \Delta_2 = \begin{vmatrix} a_1 a_3 a_5 \\ a_0 a_2 a_4 \end{vmatrix} > 0, \quad \Delta_3 = \begin{vmatrix} a_1 a_3 a_5 & 0 \\ a_0 a_2 a_4 & 0 \\ 0 & a_1 a_3 a_5 \\ 0 & a_0 a_2 a_4 \end{vmatrix} > 0 \quad (9)$$

5. 実験結果

予想していたようにノズル a を用いた場合にはサーボ弁が自励振動を起こし



(a)



(b)

図 7 振動波形 ( $p_s = 5.0 \text{ kg/cm}^2$ ) (p. 5 へつづく)

図 7 のような周期的な波形が観測された。実験に使用した装置のデータは  $J_s = 2.2 \times 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{sec}^2 \cdot \text{cm}$ ,  $D_s = 7.7 \times 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{sec} \cdot \text{cm}$ ,  $K_s = 23.1 \text{ kg} \cdot \text{cm/rad}$ ,  $M_s = 1.93 \times 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{sec}^2 \cdot \text{cm}^{-1}$ ,  $D_s = 0.015 \text{ kg} \cdot \text{sec} \cdot \text{cm}^{-1}$ ,  $K_s = 2.0 \text{ kg} \cdot \text{cm}^{-1}$ ,  $A_s = 0.501$

して、50 の要素に分割した。図 9 に荷重をだんだん増していった場合の荷重-たわみ ( $N$  点) 曲線を筆者らの研究室でおこなった実験値とともにしめたが両者はかなりよく一致している。時間の関係でこの報告にはのせられなかったが、ひずみゲージによるひずみ測定も近い将来おこなう予定である。

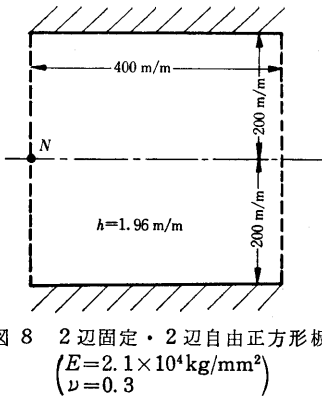


図 8 2 辺固定・2 辺自由正方形板 ( $E=2.1 \times 10^4 \text{ kg/mm}^2$ ,  $\nu=0.3$ )

5. プログラミング上の工夫

すでにのべたように本解析法は“くり返し法”を採用

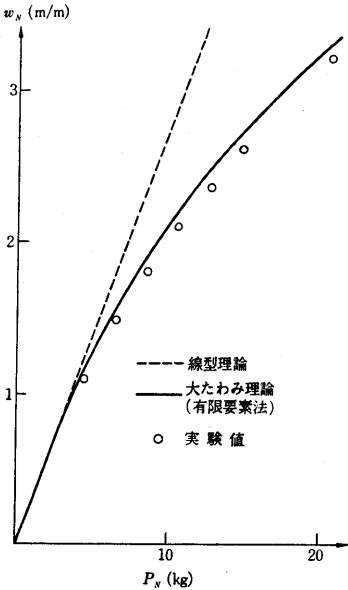


図 9  $N$  点の荷重-たわみ曲線

しているの、計算時間を短縮するためにいくつかの工夫をおこなっている。

(22)~(25) 式を参照すればあきらかなように、逆行列演算はどのくりかえし過程についても共通であるので、あらかじめ計算して磁気ドラム中に格納しておき、くりかえし過程では付加節点力の算出

をおこない、これと磁気ドラム中に格納してあるデータとによって節点変位を計算することにした。また  $k_{a1}$ ,  $k_{a2}$ ,  $k_{a3}$  の計算にもかなりの時間を要するので、同じ形状の要素に関しては計算の重複をさけるように工夫した。なお使用計算機は HITAC 5020, 5020 F, 5020 E である。

6. 結 論

平板の大たわみ問題が、“くり返し法”を採用し有限要素法によって解析できることをしめし、その第一歩として横荷重を受ける正方形板の大たわみ問題をといて、その実用性を確認した。

(1968 年 5 月 27 日受理)

7. 参 考 文 献

- 1) 藤野勉, 大坂憲司: “任意形式のツリ橋の静的構造解析法”, 三菱重工技報, Vol. 3, No. 6, p. 17 (1966).
- 2) 坪井善勝, 大山宏: MATRIX 法によるテンション構造の解析, 第 17 回応用力学連合講演会前刷 (1967).
- 3) 吉織雅夫, 川井忠彦, 吉村信敏: “マトリックス法による船体構造解析に関する研究 (Ⅲ)”, 日本造船学会論文集, 第 123 号, p. 97 (1968).
- 4) B. E. Greene: “Stiffness Matrix for Bending of a Rectangular Element with Initial Membrane Stresses”, Structural Analysis Research Memorandum No. 45. The Boeing Company, Seattle, Wash, (1962).
- 5) Stewart Way: “A Laterally Loaded Clamped Square Plate with Large Deformation”, Proc. 5th Intern. Congr. Appl. Mech. Cambridge, Mass., U.S.A., (1938).



(p. 43 よりつづく)

$\text{cm}^2$ ,  $l_s=6.0\text{cm}$ ,  $l_n=4.3\text{cm}$ ,  $l_f=1.2\text{cm}$ ,  $K_f=1.76\text{kg}\cdot\text{cm}/\text{rad}$ ,  $V_n=2.5\text{cm}^3$ ,  $x_0=0.017\text{cm}$ ,  $C_1+C_3=C_1'+C_3'=10^{-4}\text{cm}^2\cdot\text{sec}^{-1}$ ,  $C_2=C_2'=1.74 \times 10^{-2}\text{kg}\cdot\text{sec}^{-1}\cdot\text{cm}^{-1}$  である。  $p_s=5.0\text{kg}/\text{cm}^2$  の場合、ノズル  $a$  に対しては式 (7) の係数が  $a_2 < 0$ ,  $a_3 < 0$ ,  $a_4 < 0$  となり不安定、ノズル  $d$  に対しては安定となる (ただし、ノズル  $a$  に対して  $N_x = -13.3$ , ノズル  $d$  に対して  $N_x = 2.0$ )。

6. む す び

カフィードバック空気圧サーボ弁が、ノズル噴流力による非線形性によって自励振動を起こすことを実験的に確か

め、その理論的裏づけを行なった。

この自励振動はディザとして利用できる可能性があり、また、 $V_n$  を変化すれば発振周波数が変わるので空気圧発振器にも使用できる。 (1968 年 5 月 28 日受理)

文 献

- 1) 富成, 荒木: ノズル・フラップがサーボ弁に及ぼす影響 機械学会関西支部講演会第 205 回前刷, 昭和 34 年.
- 2) 荒木: 空気圧サーボ機構におけるノズル・フラップの静特性, 計測自動制御学会論文集, 第 1 巻, 第 2 号, p. 182~188.