ノズル-フラップ弁の自励振動*

大内 英俊** 池 辺 洋**

Self-Excited Oscillation of Nozzle-Flapper Valves

Hidetoshi Ohuchi ** Yo Ikebe **

The nozzle-flapper valve has been widely used as a preamplifier in electro-hydraulic servovalves by virtue of the characteristics of high sensitivity, broad bandwidth and a relatively simple construction.

However, when we increase the supply pressure, we often experience very high frequency self-excited oscillation of the nozzle-flapper valves, and also observe hysteresis phenomena such that two stability limits exist according to the starting and stopping of the oscillation.

To the authors, knowledge, there have been very few published papers about the self-excited oscillation of the nozzle-flapper valve, and no researches has been made on the hysteresis of stability limit.

Therefore, the purpose of this research is to clarify the causes of the self-excited oscillation and the hysteresis of stability limit.

From the results of the experiments carried out the following became clear: 1) the magnitude of the discharge coefficient was strongly dependent of the flow rate through the orifice or the nozzle: 2) consequently, the nonlinearity between the flapper displacement and the jet force acting on the flapper was saturation (soft) or anti-saturation (hard) owing to the choice of the operating (equilibrium) point of the valve decided by the nozzle-flapper distance and the supply pressure.

As the result of the above mentioned, it was shown theoretically as well as experimentally that the jet force strongly contributes to the self-excited oscillation of the valve and that the anti-saturation characteristic of the jet force results in the hysteresis of stability limit.

1. ま え が き

ノズル-フラップ弁は、構造が簡単、感度が高い、周波数帯域幅が広い、などの諸特性を持ち、厳しい速応性の求められる電気-油圧サーボ弁の前段増幅部などには不可欠の要素である。

サーボ弁は、供給圧力を上げると高周波の自励振動

を起こすことがあるが、この原因の一つとして、ノズル-フラップ弁のフラップに働く噴力が考えられる。フラップは、その構造上、振動的であることが多いので、供給圧力を上げるに従い噴力が大きくなると、この弁はきわめて発振しやすい状態となる。また、一度発振すると、供給圧力を発振開始圧力よりかなり下げなければ発振は停止しないという履歴現象もしばしば経験する。

従来、ノズル-フラップ弁の自励振動に関する研究は非常に少なく、背圧室の体積を変えて安定限界を調べたもの¹⁾、ステップ応答を調べたもの²⁾、ノズル-

* 昭和54年7月28日 原稿受付

** 東京工業大学 精密工学研究所
油圧と空気圧 Vol. 11, No. 4

フラップ弁の特性を簡略化してサーボ弁の発振を調べたもの³⁾、がある程度であり、上述の履歴現象の原因なども究明されておらず、発振の防止のためには供給圧力を減らす以外、確たる対策がないのが現状である。

そこで本研究では、フラップに作用する噴力が一因で発生すると思われる自励振動を解明するために、対象をノズル-フラップ弁単体(普通の場合は、ほぼ無負荷と考えられる)に限ってその安定限界を求め、従来明らかにされていなかった履歴現象の原因を調べていくことにする。

2. 主な記号および数値

A_1 : ノズル穴面積 ($3.14 \times 10^{-2} \text{ cm}^2$), A_1' : ノズル先端内側に "だれ" がある場合のノズル穴最先端の穴面積, C_f : フラップのばね定数 ($14.8 \text{ kgf} \cdot \text{cm}^{-1}$ [$14.5 \text{ kN} \cdot \text{m}^{-1}$]), c_1 : ノズルとフラップとで構成される可変絞りの流量係数, c_f : ノズル先端とフラップから成る可変絞りの流量係数, c_n : ノズル入口絞り部の流量係数, c_2 : 上流側固定絞りの流量係数, D_1 : ノズル穴直径 (0.20 cm), D_1' : ノズル穴最先端のノズル穴直径, D_2 : 上流側固定絞り直径 (0.13 cm), D_f : フラップの粘性減衰係数 ($1.23 \times 10^{-3} \text{ kgf} \cdot \text{s} \cdot \text{cm}^{-1}$ [$1.21 \times 10^{-3} \text{ kN} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$]), D : フラップの等価付加粘性減衰係数 (cf. 3.2) ($5.51 \times 10^{-4} \text{ kgf} \cdot \text{s} \cdot \text{cm}^{-1}$ [$5.40 \times 10^{-4} \text{ kN} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$]), f_x, f_f, f : フラップに働く x 方向の噴力 (片ノズル, 片ノズル変動分および対向ノズル), K : 作動油の体積弾性係数 ($1.41 \times 10^4 \text{ kgf} \cdot \text{cm}^{-2}$ [$1.38 \text{ GN} \cdot \text{m}^{-2}$]), l_{10} : ノズル部絞り等価長さ, l_{20} : 上流側固定絞り等価長さ (1.06 cm), M_f : フラップの等価質量 ($2.54 \times 10^{-3} \text{ kgf} \cdot \text{s}^2 \cdot \text{cm}^{-1}$ [2.49 g]), M : フラップの等価付加質量 (cf. 3.2) ($8.0 \times 10^{-7} \text{ kgf} \cdot \text{s}^2 \cdot \text{cm}^{-1}$ [0.78 g]), P_s : 供給圧力, P_{b0}, P_{b0}, P_b, P_n : 動作点における背圧室, ノズル出口面の圧力およびその変動分, P_f : フラップの振幅が十分微小であるときの背圧変動分, $P: P_{b0} + P_b, Q_0$: 動作点における体積流量, q_n : ノズルを流れる体積流量の変動分, q_u : 上流側固定絞りを流れる体積流量の変動分, $q: Q_0 + q_n$ または $Q_0 + q_u$, s : ラプラス演算子, t : 時間, u, u_{ne}, u_{nn} : 検査面上の流速の x 方向成分, 面に垂直外向き成分, および検査面移動速度との相対速度の面に垂直外向き成分, V : 背圧室体積 (24.5 cm^3), X_0 : ノズル先端とフラップの間隔 (中立位置), x_f : 中立位置からのフラップ変位, $x_d: X_0 - x_f, \tau_1, \tau_2$: 流量係数の流量依存による修正係数, ρ : 作動油の密度 ($8.67 \times 10^{-7} \text{ kgf} \cdot \text{s}^2 \cdot \text{cm}^{-4}$ [$850 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$]), σ_i : 検査面構成要素

(注) 時間関数 (小文字) の大文字表示はそれぞれのラ

プラス変換を示す。たとえば、 $\mathcal{L}(q_n) = Q_n(s)$

3. ノズル-フラップ弁の構成

研究の対象としたノズル-フラップ弁 (以後 N-F 弁と略称) は、Fig. 1 のような対向形である。一定圧力で供給された作動油は上流側固定絞りを通して背圧室に入り、ノズルとフラップから成る下流側可変絞りから大気圧下へ放出される。ノズルは軸方向に微動可能で N-F 間隔 X_0 が任意に設定でき、また、フラップは "がた" なしに回転可能となっている。

本装置は、実験の精度を保つため、通常の電気-油圧サーボ弁で使用されている N-F 弁よりも大きいのが、供給圧を低くし、レイノルズ数が実用のものにおける値にほぼ等しくなるようにした。

Fig. 1 Schematic diagram of the experimental apparatus

4. ノズル-フラップ弁の数学モデル

力学系としてのこの弁は、(フラップ変位) $\rightarrow$ (フラップに働く力) $\rightarrow$ (フラップ変位) という閉ループ系を構成している。そこで、まず 4.1, 4.2 でフラップ変位 $\rightarrow$ ノズル背圧 $\rightarrow$ 噴力特性を調べ、ついで 4.3 でフラップに働く油の抗力、4.4 でフラップ部の力-変位特性を調べる。

なお、この際、関係式はすべて集中定数近似して扱うことにする。また、一般論として、フラップの中立位置からの変位 x_f は微小とは限らないので、N-F 弁の構造が左右対称であっても、各部の圧力、流量の平衡状態からの変動分は左右等しいとは限らないことを

配慮している。

4.1 フラップ変位-ノズル背圧特性

本節では、N-F弁の基本特性であるフラップ変位-ノズル背圧特性を導く。まず、フラップの振動振幅を十分微小と仮定し、関係式を動作点近傍で線形化して伝達関数 $B(s)/X_f(s)$ を求める。つぎに、発振状態のN-F弁を想定し、フラップの振動振幅が大きいと仮定して伝達関数を求める。

なお、ノズルとフラップで構成される可変抵抗部の流量係数 c_1 の値は、後に 5.1 で示すように一般の固定絞り（たとえば上流側固定絞り）同様、流量のみによって定まる（ノズル先端とフラップの間隔には直接関係しない）ことを考慮に入れる。

ノズル先端とフラップから成る可変絞り部の流量は

$$Q_0 + q_n + A_1' \frac{dx_f}{dt} = c_f \pi D_1' (X_0 - x_f) \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{n0} + P_n)} \quad (1)'$$

ノズルを通過する流量について

$$Q_0 + q_n = c_n A_1 \sqrt{\frac{2}{\rho} \left\{ (P_{n0} + P_n) - (P_{n0} + P_n) - \frac{\rho l_{10}}{A_1} \frac{dq_n}{dt} \right\}} \quad (2)$$

ノズル円筒部油柱の慣性効果は、次節でフラップに働く噴力を算定する際には必ずしも無視できない。しかし、この部の慣性は通常小さいうえに、可変絞り部の抵抗が大きいと、慣性と抵抗の比を考えると、この効果は本節の $x_f: P_n$ 特性においては無視できる。

(1), (2) 式より $P_{n0} + P_n$ を消去し、動作点 (P_{n0}, Q_0, X_0) 近傍で線形近似し、ラプラス変換すると、

$$Q_n(s) = r_1 \Gamma_1 B(s) - r_1 \left(\frac{A_1'}{\alpha} s + \beta \right) X(s) \quad (3)$$

ここで*

$$\alpha = 1 + 16 \left(\frac{c_f D_1' X_0}{c_n D_1^2} \right)^2, \quad \beta = c_1 \pi D_1' \sqrt{\frac{2 P_{n0}}{\rho}}$$

$$\Gamma_1 = \frac{c_1 \pi D_1' X_0}{2} \sqrt{\frac{2}{\rho P_{n0}}}$$

ただし

$$c_1 = \frac{Q_0}{\pi D_1' X_0} \sqrt{\frac{\rho}{2 P_{n0}}}, \quad r_1 = \left\{ 1 - \left(\frac{\partial c_1}{\partial q} \right)_{q=Q_0} \cdot \frac{Q_0}{c_1} \right\}^{-1}$$

(3) 式を導くにあたっては、前記説明のように $(\partial c_1 / \partial x_d)_{x_d=X_0} = 0$ ($x_d = X_0 - x_f$) としている。また、 r_1 は c_1 の実測値から求める。

上流側固定絞りを通過する流量については、絞り円筒部の油柱の慣性を考慮すると、

$$P_n - (P_{n0} + P_n) = \frac{\rho l_{20}}{4 D_2^4} \frac{dq_n}{dt} + \frac{\rho}{2} \left(\frac{Q_0 + q_n}{c_2 \frac{\pi}{4} D_2^2} \right)^2 \quad (4)$$

動作点近傍で線形近似し、ラプラス変換すると、

$$Q_n(s) = - \frac{r_2 \Gamma_2}{r_2 T s + 1} B(s) \quad (5)$$

ここで

$$\Gamma_2 = \frac{c_2 \pi D_2^2}{8} \sqrt{\frac{2}{\rho (P_n - P_{n0})}}$$

$$T = c_2 l_{20} \sqrt{\frac{\rho}{2 (P_n - P_{n0})}}$$

$$r_2 = \left\{ 1 - \left(\frac{\partial c_2}{\partial q} \right)_{q=Q_0} \cdot \frac{Q_0}{c_2} \right\}^{-1}$$

r_2 は c_2 を流量 $q (= Q_0 + q_n)$ の関数とみなして実測から求める。次に、背圧室内の油の圧縮性を考慮すると、

$$s B(s) = \frac{K}{V} \{ Q_n(s) - Q_n(s) \} \quad (6)$$

(3), (5), (6) 式より、

$$\frac{B(s)}{X_f(s)} = \frac{r_1 \beta \left(\frac{A_1'}{\alpha \beta} s + 1 \right) (r_2 T s + 1)}{r_2 \frac{V}{K} T s^2 + \left(\frac{V}{K} + r_1 r_2 \Gamma_1 T \right) s + r_1 \Gamma_1 + r_2 \Gamma_2} \quad (7)$$

(7) 式右辺の $\Gamma_1, \Gamma_2, \dots$ などは動作点の選定によって決まる定数である。

次に、フラップの振幅が大きい場合に $x_f: P_n$ 特性に現れる非線形性について考える。この原因は流量係数の流量依存性によるもの、および流量係数が一定であっても x_f の大幅変化などにもとづくもの、の2種類がある。そこで、大振幅の場合にも(7)式を適用するなら、フラップの振幅に応じ、 $r_1 \Gamma_1, r_2 \Gamma_2, \dots$ の値を修正する必要がある。修正後の記号を「'」を付けて表すと、伝達関数は(7)式をもとに次のように書ける。

$$\frac{B(s)}{X_f(s)} = \frac{r_1' \beta' \left(\frac{A_1'}{\alpha' \beta'} s + 1 \right)}{\frac{V}{K} s + r_1' \Gamma_1' + \frac{r_2' \Gamma_2'}{r_2' T' s + 1}} \quad (7)'$$

まず、分子の $\frac{A_1'}{\alpha' \beta'}$ は通常のN-F弁では十分小さいため、 $\alpha' \beta'$ の値が多少変化してもその影響は超高周波領域を除き無視できる。そこで分母に注目し、ある周波数におけるその実数部と虚数部の比（位相ずれに相当）が、フラップの振幅にどのように依存するかを調べた。その結果、 X_0 が極端に大きい小さいかの場合を除き、フラップの振幅が大きくなっても、(7)' 式分母の位相は微小振幅の場合とほとんど変わらないことが示せる（詳細は紙面の都合で省略）。

* 文献(4)と一部記号が異なる。

すなわち、非線形性の影響は(7)式では主にゲインの変化として現れることになるので、フラップの振幅が大きい場合の伝達関数は、次式のように近似的に線形部と非線形部に分離することができる。

$$\frac{P_h(s)}{X_f(s)} = N_p G_p(s) \quad \dots\dots\dots (7)''$$

ここで $G_p(s)$ は動作点で決まる線形の伝達関数 (7)式右辺), N_p は前記2種類の非線形性を含み、フラップの振幅に依存する関数であるが、時間依存性はないため、 $x_f: P_h$ 静特性を実測することによって得られる。

4.2 噴 力

運動量理論⁵⁾を適用して、片側のノズルより噴出する流体がフラップにおよぼす噴力を求めるため、検査面(変形する)として、ノズル先端の開口面 (Fig. 2 の σ_1) を一底面とし、フラップ表面上の σ_3 を他の底面とする円柱の表面を選んだ。この検査体は、フラップの動きにより高さが変わることには注意すべきである。

さらに、次のような仮定をおく。

(仮定)

- i) フラップは左右に直線運動する。
- ii) Fig. 2 中、破線で示した検査面の面素 σ_1, σ_2 上の流速分布は一樣で、その方向はそれぞれ面に垂直。
- iii) σ_1 面上の圧力分布は一樣で $P_{no} + P_n$ で表わせる。なお、 σ_1 の面積 A_1 は、ノズル先端内側の“だれ”のため、後述のように A_1 とは異なる⁴⁾。

フラップに働く x 方向の噴力を f_x で表わすと ($\int(\cdot) dS$: 面積分) ,

$$\begin{aligned} -f_x &= \rho \sum_{\sigma_i} \left\{ \frac{d}{dt} \int x u_{ni} dS + \int x u_{ni} dS \right\} + A_1' (P_{no} + P_n) \\ &= \rho \frac{X_o - x_f}{2} A_1' \frac{d^2 x_f}{dt^2} + \rho \frac{Q_o + q_n}{2} \frac{dx_f}{dt} - \rho \frac{X_o - x_f}{2} \frac{dq_n}{dt} \\ &\quad - \frac{\rho}{2} \left(\frac{dx_f}{dt} \right)^2 A_1' + \frac{\rho}{A_1'} (Q_o + q_n)^2 + A_1' (P_{no} + P_n) \quad (8) \end{aligned}$$

(8)式最右辺第4項までは、通常の電気-油圧サーボ弁で使用されているN-F弁の大きさ、流量、周波数の範囲内では省略できる。

次に、(2)式を用いて(8)式の残りの2項を書き換え、さらに変動分 f_j のみに注目すると、

$$\begin{aligned} -f_j &= A_1' P_h + \left\{ 2c_n^2 \left(\frac{A_1}{A_1'} \right)^2 - 1 \right\} A_1' (P_h - P_o) \\ &\quad - 2c_n^2 \frac{A_1}{A_1'} \rho l_1 \frac{dq_n}{dt} \quad \dots\dots\dots (9) \end{aligned}$$

(9)式で一般のN-F弁における噴力が与えられるが、ここで同式右辺各項の大きさを比較する。まず、 $P_h - P_o$ はN-F弁の設計上 P_h より小さく、さらに $|2c_n^2 (A_1/A_1')^2 - 1| < 1$ なので、第2項は第1項より十分小

Fig. 2 An adopted moving control volume

さい。第3項のノズル部油柱の慣性効果は、特に高周波領域 (1,000Hz 以上) でない限り省略できる。

すなわち、N-F弁では多くの場合、(9)式右辺第2,3項は省略できる。この場合、および第2項は省略できないが第1項との位相差 (P_h と P_o の位相は、油柱の慣性効果、フラップの運動効果⁴⁾が無視できても、一般には一致しない) が小さい場合には、

$$-f_j = A_1' N_j P_h \quad \dots\dots\dots (10)$$

と書くと、 N_j は $P_h: -f_j$ 静特性の実測から得られる値となり、これによって流速分布などの前記仮定群が厳密に成立しない場合も含め、 P_h と $-f_j$ の正確な関係が示されることになる。

通常のN-F弁では以上のような取扱いが可能なので、噴力の表示式として(10)式を使用する。しかし、(9)式右辺第2,3項が省略できない特別の場合については後述(6.1)する。

4.3 フラップに働く油の抗力

フラップは油中で運動するため、ノズルからの噴力以外に周囲の油から抗力を受ける。

この抗力はフラップが一部油を強制的に一緒に動かすための慣性抵抗 $M \ddot{x}_f$ と、フラップが油をかくはんするための粘性抵抗 $D \dot{x}_f$ の和と考えられるが、 M, D の値を理論的に求めるのは困難であるので、それらは後に実験で求める。

4.4 フラップ部の力学的構成

フラップは3で述べたように弾性棒で支持されている。空気中におけるフラップおよび支持棒から成る部分の力学的特性を表す伝達関数 (入力: フラップのノズル先端に対向する部分に加わる力、出力: その部分の変位) は、

Fig. 3 Block diagram of the nozzle-flapper valve

$$G(s) = \frac{1}{M_f s^2 + D_f s + c_f} \quad \dots\dots\dots (11)$$

で表される。

以上, ノズル背圧, 噴力としては片側に関する特性を調べた. 最終的に対向形 N-F 弁の安定限界を求めるには両側に関する特性も必要であるが, これは N-F 弁の構造が左右対称であることから容易に類推できる. そこで, N_p , N_f , $B(s)$ にはこれ以後必要に応じて添字 r または l を付け左右を区別すると, 対向形 N-F 弁のブロック線図は Fig. 3 のように表せる. 図中 $F(s)$ はフラップの両面に働く噴力 (L 変換), また $N_{p,l}$ は四つの (時間依存性のない) 非線形のブロックを一つにまとめた特性を表している.

5. パラメータの実測

実測に際し、ノズル背圧は半導体圧力変換器で、フラップの変位量（支持ばねの変位）は静電容量式の微小変位計で測定し、静的な噴力の大きさはフラップ変位から間接的に測定した。

5.1 流量係數

下流側可変絞り，上流側固定絞りの流量係数 c_1, c_2 の流量 q に対する変化の様子を Fig. 4 に示す。 c_1 の測定値には、 $20\mu\text{m} \leq X_0 \leq 250\mu\text{m}$ における値が含まれているが、 X_0 による差異は認められず、4.1 で述べたように、その値は流量 q のみで決まる。これはノズル先端にフラップと平行部がないためと思われる。 $c_1 > c_2$ の傾向を示すのは、上流側固定絞り（円筒形絞り）の抵抗には円筒部の粘性抵抗分が含まれるためであろう。 η_1, η_2 は Fig. 4 からその定義に従って求めればよく、たとえば、 η_1 については、流量が十分小さい ($q < Q_c$) のとき $\eta_1 \approx 2$ (流量が圧力差に比例するとき $\eta_1 = 2$) で、流量が増加するにつれて急激に減少し、 c_1 がほぼ一定値 ($q > Q_c$) になると $\eta_1 \approx 1$ となる。

c_1, c_2 が同図のように変化することは、次に示す非線形性 N_n の一因となっている。

5.2 フラップ変位-ノズル背圧 (N_b)

Fig. 5 は、Fig. 1 の装置でフラップを中立位置から

Fig. 4 Discharge coefficients C_1, C_2

Fig. 5 Back pressure change vs. flapper displacement

片側に変位させたときの、片ノズルの背圧変動分 P_0 の実測結果で、これにより非線形性 N_p が求められる。この N_p は $x_f=0$ の近傍では線形性がよいが、 x_f が大きくなると、 P_0 （動作点の二条件）の選定により、飽和特性、あるいは逆飽和特性を示すことが分かる。これらの特性が現れるのは、4.1で述べたような2種類の非線形のためである。

5.3 ノルズ背圧-噴力 (N_s)

Fig. 1 のノズルの片側のみを使用し、 P_0 を一定に保ったままフラップを変位させ、噴力と背圧の関係を求めた。Fig. 6 にその結果を、噴力の縦軸の目盛を後述の A'_1 を使い $-f_j = A'_1 P$ となるようにして示す。 $x_d \leq 60 \sim 70 \mu\text{m}$ で、噴力は背圧よりも急激に変化していることが分かるが、本実験範囲内では P_0 に依らず、同様の傾向が見られた。この片ノズルについての実測結果で、動作点として $x_d = X_0$ ($P = P_{00}$) を選ぶと、以後 x_d を仲介にしてノズル背圧と噴力のそれぞれ変動分の比から N_j が求められる。 A'_1 の値は $x_d = 0$ のときの $-f_j$ の値から求められ、 $A'_1 = 1.2 A_1$ であった。 A'_1 が A_1 に等しくない

Fig. 6 Back pressure and jet force on the flapper

Fig. 7 Characteristics of the nonlinearities

Fig. 8 Jet force on the flapper

のは、前述のように、ノズル先端内側の不可避的な“だれ”によるものと考えられる。

5.4 フラップ変位-噴力 (N_{jp})

次章における安定判別の準備として、ここで N_{jp}

(N_{pl} , N_{jr} , N_{jl}) の特性の概略を調べ、それらを一つにまとめて N_{jp} の性質を求めておく。

まず、Fig. 5 の実測例から得られる N_{pr} は、動作点の選定によって Fig. 7(a) のような種々の特徴ある特性を示す (N_{pl} の図は省略)。また、Fig. 6 から求められる N_{jr} (N_{jl}) の傾向は、Fig. 7(b) に示すようになる。

N_{jp} の特性は以上四つの非線形性の組合せで求められ、動作点の選定により原点に対称な飽和か逆飽和の何れかになる。一方、これを実測例で示すと Fig. 8 ($x_f \geq 0$ の部分のみ表示) のようになり、上述の合成結果とほとんど一致する。

5.5 油の抗力、フラップ部の力-変位特性

これらを実験で求めるため、音響用ダイナミックスピーカーの可動コイルでフラップを加振し、発振周波数近傍および本実験の振幅の範囲内で、フラップへの駆動力と変位の関係を実測した。なお、フラップは本実験の範囲ではそれ自体は変形しないものを試作し、それを利用した。

フラップを油中（噴流はない）で運動させて実測した結果、4.3 で考察したとおり、フラップに動く油の抗力は二つの定数 M , D で表されることが分かった。また、空気中でフラップを運動させて実測した結果、4.4 で述べたとおりフラップ部の力-変位特性は線形の伝達関数 $G(s)$ で表されることが分かり、各パラメータの実測値は 2 に示すとおりであった。

6. 安定限界

6.1 履歴現象発生に対する考察

前章で調べた非線形特性の定量的性質を、N-F 弁の設計寸法等から予測することは困難であるが、一般に、N-F 弁にはそれらの非線形が存在していると考えられる。

一方、4 章の説明から分かるように、力学系としての N-F 弁はただ一つの時間依存性のない非線形要素 N_{jp} をループ内に含む閉ループ系となる。よって安定問題は、系の特性方程式

$$1 + A_1 N_{jp} G_p(s) G_f(s) = 0 \quad (12)$$

から求められる。ここで $G_f(s)$ は、油中におけるフラップ部の力-変位特性を表す線形の伝達関数である (Fig. 3 参照)。発振開始条件は $N_{jp} = 1$ として動作点近傍の特性から求め、発振停止条件は、振動振幅が大きいたして記述関数法により N_{jp} の等価ゲインを求め、(12) 式に代入して算出することができる。 N_{jp} が逆飽和特性を持つとき、履歴現象が現れることは言うまでもない。

以上より、N-F 弁の普通の使用状態における安定限界の履歴現象の成因を明らかにしたが、特別な場

合として、(9)式に戻り、その右辺でいずれの項も省略できない場合について考察する。この場合には、(9)式右辺を x_f を入力とし、 $-f$ を出力とする記述関数で表して(12式の $A/N_p G_p(s)$)に代入し、(12式以下の記述と同様の操作をすればよい。

6.2 安定判別実験

実験では、Fig.1の装置全体（対向ノズル）を油中（油温 $30^{\circ}\pm 1^{\circ}$ ）に浸し、 X_0 （フラップの中立位置）を $20\sim 250\mu\text{m}$ の範囲内で種々の一定値に保ち、供給圧力を変え、それぞれ発振開始時および発振停止時の供給圧力 P_s を求め、どのような条件下で履歴現象が起こるかを調べた。

安定限界の計算結果と実験結果をFig.9に、自動振動波形の一例をFig.10に示す。背圧は左右の差圧の記録であるが、波形は正弦波に近い（振幅は N_p の実測値にもとづいて計算される値にほぼ等しい）。

Fig. 9 Stability boundary

Fig. 10 Observed waveforms of the flapper displacement x_f and the back pressure difference ($P_{br} - P_{bf}$)

計算値は X_0 と P_s で定まる動作点における $G_p(s)$ をまず求め、これと N_p の実測値を用い前節で述べた方法で発振開始および停止圧を計算したものである。Fig. 9の実線は、各々の X_0 についての計算結果を曲線で結んだものであり、計算値と実験値はよく一致しているといえる。

図中、○印と△印で囲まれた領域内（ $X_0 \geq 100\mu\text{m}$ ）で履歴現象が観察された。すなわち X_0 を一定に保ち、 P_s を十分低い所から徐々に上げていくと、○印に到達するまでは発振を起こさないが、一度発振を起こすと、今度は P_s を徐々に下げていっても、△印に到達するまでは振動は停止しない。

$X_0 \leq 90\mu\text{m}$ では履歴は生じないが、動作点近傍における $x_f: P_s$ 特性のゲインが高いため、安定限界圧力は著しく低くなる。

7. むすび

ノズル-フラップ弁の自動振動について調べ、従来まったく未知であった安定限界に関する履歴現象発生の原因を明らかにした。

すなわち、まずフラップ変位-噴力特性を表わす比較的簡単な式をノズル先端内側の不可避的な“だれ”のほか、種々の非線形性を考慮して求めた。この式はフラップの振幅が増大しても位相特性はほとんど変わらず、線形部と時間依存性のない非線形部に近似的に分離できることを示した。

ついで、油中におけるフラップ部の力-変位特性は線形の伝達関数で表わされることを実験を併用して確認した。

この結果、力学系としてのノズル-フラップ弁は、非線形性をただ一カ所に含む閉ループ系となることを明らかにした。この非線形性は動作点の選定によって飽和あるいは逆飽和の傾向となり、逆飽和となるとき安定限界に履歴が起こることが示され、実験でもこれを確認した。

終わりに、多くの有益な御討論をいただいた本研究所の中野和夫助教授、また実験に際して御協力を得た当時学生の中中敏之君を初めとする池辺・中野研究室、および本研究所付属工場の方々に感謝いたします。

また、本研究の研究費の一部は、文部省科学研究費によっていること、および日本学術振興会の多大な御援助を得たことを付記し、関係者に深謝いたします。

参考文献

- 1) 中野和夫：油圧ノズル-フラップ系の自動振動について（56ページへつづく）

- 11) Funk, J. E. : Poppet Valve Stability. Trans. ASME, Ser. D, 86-1, 207/212 (1964-6)
- 12) 日比：キャピテーション計測，油圧と空気圧，4-3，169/177 (昭48)
- 13) 福島：スプール弁内の噴流付着現象，油圧と空気圧，5-3，1/7 (昭49)
- 14) 市川：ポペット弁の静特性，油圧と空気圧，3-1，11/17 (昭47)

(47ページよりつづく)

- (第一報)，日本機械学会関西支部第38期定時総会講演会前刷83/86(1963)。
- 2) TSUN-YING FENG : Static and Dynamic Control Characteristics of Flapper-Nozzle Valves, Trans. ASME, Series D, 81-3, 275/284 (1959)
 - 3) 兵藤良博：油の圧縮性に起因するサーボ弁の発振について，日本機械学会誌，66-532，613/620(1963)。
 - 4) 大内英俊・池辺洋：ノズル・フラップ弁の高周波特性，油圧と空気圧，10-2，128/134(1979)。
 - 5) 池辺洋・大内英俊：運動量理論への寄与，油圧と空気圧，8-2，114/121(1977)。

ニュース

油空圧関連規格ニュース

資料提供 日本油空圧工業会

。空気圧関係

54年7月6日付で改正原案作成を委託された空気圧用2ポート電磁切換弁，3ポート電磁切換弁，4ポート・5ポート電磁切換弁，シリンダ，ルブリケータについては，自主改正を行うフィルタと共に，改正原案作成委員会において作業を進めていたが，55年3月工業技術院へ改正原案を提出した。主な改正点は次のとおりである。

。B8371 空気圧用フィルタ：大きい改正点はない。フィルタエレメントのろ過度に5 μ mを追加，また面間寸法のうち()付だったものを削除した。

。B8373 空気圧用2ポート電磁弁：タイトルがJISB0120空気圧用語に従って変更された。その他作動ひん度，湿度上昇，絶縁抵抗値，面間寸法が一部改正された。

。B8374 空気圧用3ポート電磁弁：作動ひん度，絶縁抵抗値，面間寸法が一部改正された。

。B8375 空気圧用4ポート・5ポート電磁弁：最小大きい改正は，従来参考として収録してあった取付

面寸法を，ISO5599/Iが制定されたのを機に本文中に入れ，ガスケット接続のバルブは原則としてこの取付面に取付けられるべきことを定めた点である。

。B8377 空気圧シリンダ：シリンダもISOで各部の寸法が規格化される時期が近くなったので，支持寸法についてのISO規格案(DIS)を参考として収録した。また，漏れ及び耐久性についても一部規定が改正された。

。B8378 空気圧用ルブリケータ：フィルタ同様大きい改正点はない。

なお，圧力の単位については，従来barをかつこ書きでkgf/cm²に併記していたが，今回の改正に際してこれをkPaの併記に改めた。

例：7 kgf/cm²{700 kPa}

前記の諸規格は55年度内には制定公布の見込である。

(以上の諸情報についてのお問合せは，工業会にご連絡頂きたい。)

(文責・新井)