

## 管水路における自動減圧弁の応答動作と圧力脈動

長 勝史

(農業水利学研究室)

昭和63年8月10日 受理

### Response-Behavior of Automatic Control Valve and Pressure Oscillation in Closed Conduit

Katsushi CHO

(Laboratory of Irrigation and Drainage Engineering)

#### 緒 言

灌漑用の管水路は起伏の激しい地域に付設されることが多く、管路内で高水圧になる部分が多く発生する。この高い圧力水頭を、灌漑用水として要求される圧力水頭に安全、かつ安定性に調整する必要がある。この管路の圧力調整と制御の手段として上水道などで使用されている自動応答型の減圧弁が、農業用管水路にも採用されている。ただ、農業用管水路では他の目的の管水路に比べて、流況変更操作の頻度も多く、その変更量も大きい。したがって、変更操作に伴う過渡現象時に自動減圧弁が管路系の水理現象に過敏に反応し、不測の事故を誘発することがある。すなわち流況変動によって管内に発生した圧力波に減圧弁が反応し、場合によっては通常の水撃圧より過大な圧力上昇あるいは圧力脈動を誘起する。

通常自動減圧弁は、管水路に入ってくる外乱に対して反応感度を任意に設定できる機構になっている。減圧弁の反応感度を鈍く設定した場合には、急激な流況変化に対して圧力調整に時間遅れが生じる。逆に、過敏に反応するように感度設定した場合には、管内に過大な圧力変動を誘発する。減圧弁自体は顕著な振動要素は持っていない。しかし、これを管路系に組み込んだ場合には、管路条件および減圧弁の反応感度によっては、過渡現象時に減圧弁の弾性的な挙動を生じ、管路内圧力に自励振動現象を誘発することが考えられる。

本報告では減圧弁の過渡応答の理論解析に用いる数理モデルを示し、実験的かつ理論的に動特性を明らかにした減圧弁を実際の管路システムに組み込んだ場合の、流況変更時の減圧弁の応答と圧力変動について、シミュレーションによる検討を行った。ま

た減圧弁の自励振動発生機構とこれに関与する要素について検討した。

#### 自動応答減圧弁の動特性

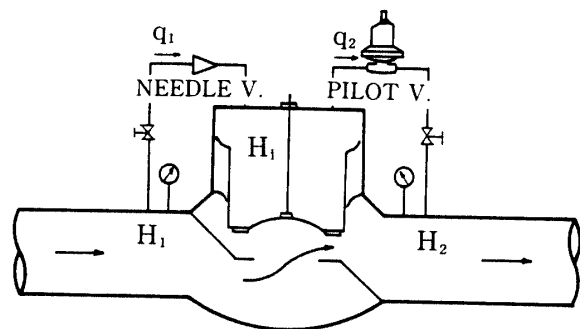


Fig. 1. Illustration of an automatic control valve.

通常用いられる自動応答型の減圧弁は Fig. 1 のように模式化される。図に示すように、減圧弁には主弁の上部を介して、弁の上下流の間にバイパス管が付設されている。上流側バイパス管にはニードル弁が、下流側にはパイロット弁が設置されており、おのおののバイパス管内の流量を制御して、減圧弁下流側の圧力を一定に維持する機構である。

ニードル弁を任意の開度に設定した時、減圧弁直上流側圧力水頭を  $H_1$ 、主弁の上部圧力水頭を  $H_1$  とすれば、上流側バイパス管内を流下する流量  $q_1$  は次式で与えられる

$$q_1 = \sqrt{\frac{2 g a_1^2 (H_1 - H_1)}{f_1}} \dots \dots \dots (1)$$

同様に下流側バイパス管内を流下する流量  $q_2$  は、主弁の上部圧力水頭  $H_1$  と減圧弁下流側管内圧力水頭  $H_2$  との圧力水頭差で決まる。

$$q_2 = \sqrt{\frac{2ga_2^2(H_1 - H_2)}{f_2}} \dots\dots\dots(2)$$

ここで、 $f_1$ ：ニードル弁を含む上流側バイパス管系で作り出される抵抗係数、 $f_2$ ：パイロット弁を含む下流側バイパス管系で作り出される抵抗係数、 $a_1$ 、 $a_2$ ：おのおの上、下流側バイパス管の断面積、 $g$ ：重力の加速度。

定常状態では  $q_1 = q_2$  であるが、使用水量の変動や弁操作などによって管内圧力に変化が生じた時には、パイロット弁内のダイヤフラムに作用する二次側圧力水頭  $H_2$  の変動に伴ってパイロット弁の開度が変化し、抵抗係数  $f_2$  が増減する。このような管内圧力の変動や  $f_2$  の増減によって、(1) 式、(2) 式で表されるバイパス管内流量  $q_1, q_2$  にも変化が生じる。これに伴って主弁上部圧力水頭  $H_1$  が増減して主弁ピストンが作動する。この際には次の連続の式が成立する。

$$q_1 - q_2 = A \frac{dZ}{dt} \dots\dots\dots(3)$$

ここで、 $Z$ ：下方向を正とした時の主弁ピストンの移動距離、 $A$ ：ピストン上部の断面積、 $t$ ：時間。

この時、減圧弁の主弁の動きに注目すれば、二次側圧力水頭  $H_2$  が上昇した時にはパイロット弁が閉方向に作動して  $q_2$  を減少させ、主弁ピストンが降下して  $H_2$  が設定圧力水頭  $H_0$  (パイロット弁上部の調整ネジで設定) に回復する。逆に、 $H_2$  が低下した時には、パイロット弁の開度が大きくなって  $q_2$  が増加し、主弁ピストンは開く方向に作動する。その結果、低下していた  $H_2$  が上昇し、 $H_0$  まで回復する。

主弁ピストンの移動距離  $Z$  に関する運動方程式は、ピストンの上、下部に作用する力の釣合から次式で与えられる。

$$\frac{W}{g} \frac{d^2Z}{dt^2} + R \frac{dZ}{dt} = w_0AH_1 - w_0BH_1 + W \dots\dots(4)$$

ここで、 $W$ ：減圧弁主弁ピストンの重量、 $R$ ：ピストンの速度に比例する抵抗係数、 $A, B$ ：ピストンの上部、下部の断面積、 $a_1, a_2$ ：上流、下流バイパス管の断面積、 $w_0$ ：水の単位重量。

(4) 式において、左辺第一項の慣性力と主弁ピストンの自重  $W$  は、他の項に比べて小さく減圧弁の応答に及ぼす影響は微小である。したがってここで考察の対象とした自動減圧弁それ自体は、顕著な振動の要素を有していない。

(1) 式、(2) 式および (3) 式から

$H_1$  を求めて (4) 式を解けば<sup>2)</sup>、圧力の時間変動に対

する減圧弁主弁ピストンの移動距離  $Z(t)$  は次式で与えられる。

$$Z(t) = K_2 \left\{ \frac{t}{K_1} + \frac{1}{K_1^2} \{ \exp(-K_1 t) - 1 \} \right\} \dots\dots(5)$$

ここで

$$K_1 = \frac{g}{W} \{ R + A^2 f_1 f_2 a_1 a_2 \sqrt{\frac{2(H_1 - H_2)}{g(f_1 a_2^2 + f_2 a_1^2)^3}} \} \dots\dots(6)$$

$$K_2 = \frac{g}{W} \left\{ \left( \frac{f_2 a_1^2}{f_1 a_2^2 + f_2 a_1^2} A - B \right) w_0 H_1 + \frac{f_1 a_2^2}{f_1 a_2^2 + f_2 a_1^2} A w_0 H_2 + W \right\} \dots\dots(7)$$

外乱(減圧弁上流、下流の圧力水頭  $H_1, H_2$  の変化)に対する自動減圧弁の応答感度、すなわち減圧弁ピストンの移動速度は(5)式からも明らかなように、減圧弁固有の各部の寸法 ( $A, B, a_1, a_2$  など) および、 $f_1$  と  $f_2$  の大きさに左右される。ここで  $f_1$  は減圧弁付設のバイパス管に設置されているニードル弁の設定開度で定まる。また減圧弁下流側圧力水頭  $H_2$  の変化に対する  $f_2$  の値は、パイロット弁の感度によって決まる。

**概念モデルによる減圧弁の動きと圧力周期**

外乱に対する減圧弁の応答によって管内に生じる圧力波の形成過程と圧力変動の周期について、概念的かつ直視的に考察するために、適切かつ瞬間的に応答する減圧弁が組み込まれた概念モデルを想定する。

**1. 水撃現象の概念モデル**

不定流の基礎方程式は、摩擦損失の項、微小項および管路勾配の項を省略すると、次の一次元の波動方程式<sup>9)</sup>で与えられる。

$$\frac{\partial^2 H}{\partial t^2} = \omega^2 \frac{\partial^2 H}{\partial x^2} \dots\dots\dots(8)$$

$$\frac{\partial^2 V}{\partial t^2} = \omega^2 \frac{\partial^2 V}{\partial x^2} \dots\dots\dots(9)$$

上式の一般解は次式<sup>9)</sup>で与えられる。

$$H - H_0 = F \left( t + \frac{x}{\omega} \right) + f \left( t - \frac{x}{\omega} \right) \dots\dots\dots(10)$$

$$V - V_0 = - \frac{g}{\omega} \left\{ F \left( t + \frac{x}{\omega} \right) - f \left( t - \frac{x}{\omega} \right) \right\} \dots\dots\dots(11)$$

ここに、 $x$ ：水槽からの距離、 $t$ ：時間、 $H_0, V_0$ ：おのおの時間  $t = 0$ 、距離  $x = 0$  における圧力水頭および流速、 $\omega$ ：圧力伝播速度、 $F$  および  $f$  は  $t + (x/\omega)$ 、 $t - (x/\omega)$  の任意の関数である。また  $F(t +$

( $x/\omega$ )は管路下流端で発生し、速度  $\omega$  で  $x$  の負の方向(水槽方向)に進む進行波を、 $f(t - (x/\omega))$  は、 $x$  の正の方向に進む反射波を表す。

2. 水撃波の形成過程と周期

水撃波の形成過程を概念的に説明するために、Fig. 2.(a)に示すような管路において、管路末端の弁を瞬間部分閉塞することによって発生した矩形の圧力波  $F_1$  は管路末端から水槽方向に進行する。減圧弁部においてこの矩形の進行波  $F_1$  の反射による矩形

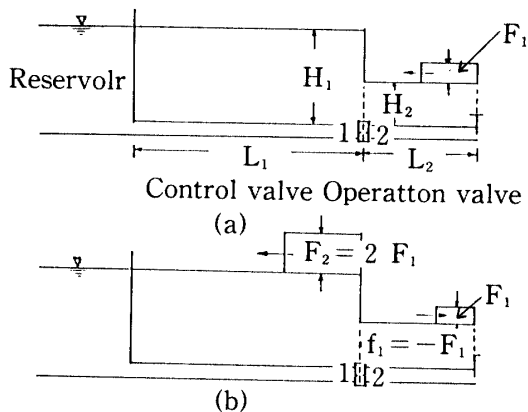


Fig. 2. Water hammer pressure wave occurred in front and behind of an automatic control valve.

波を  $f_1$ 、減圧弁を介して上流側に生じる矩形波を  $F_2$  とする。また  $F_1$  が減圧弁に到達する以前の減圧弁直上流、下流地点の圧力水頭および流速を、おのおの  $H_{10}$ 、 $H_{20}$  および  $V_{10}$ 、 $V_{20}$  とする。さらに圧力波が減圧弁を通過した後の減圧弁直上流、下流地点の圧力水頭および流速をおのおの  $H_{1t}$ 、 $H_{2t}$  および  $V_{1t}$ 、 $V_{2t}$  とする。

これらの値の間には、(10) 式および (11) 式から次の諸式が成り立つ。

$$H_{2t} - H_{20} = F_1 + f_1 \dots\dots\dots(12)$$

$$H_{1t} - H_{10} = F_2 \dots\dots\dots(13)$$

$$V_{2t} - V_{20} = -\frac{g}{\omega} (F_1 - f_1) \dots\dots\dots(13)$$

$$V_{1t} - V_{10} = -\frac{g}{\omega} F_2 \dots\dots\dots(15)$$

また連続の式から

$$V_{10} = V_{20}, V_{1t} = V_{2t} \dots\dots\dots(16)$$

である。さらに

$$\Delta H_0 = H_{10} - H_{20}, \Delta H_t = H_{1t} - H_{2t} \dots\dots\dots(17)$$

と置けば、(12) 式から (17) 式までの諸式より、減圧弁部で反射される圧力波  $f_1$  および伝達される圧力波  $F_2$  は次式となる。

$$f_1 = -\frac{1}{2}(\Delta H_0 - \Delta H_t) \dots\dots\dots(18)$$

$$F_2 = F_1 + \frac{1}{2}(\Delta H_t - \Delta H_0) = F_1 - f_1 \dots\dots\dots(19)$$

すなわち、減圧弁部での圧力波の反射と伝達の比率は、減圧弁通過前と後の減圧弁上流、下流の圧力水頭差  $\Delta H_0$ 、 $\Delta H_t$  によって決まる<sup>3)</sup>。一般に  $\Delta H_0$  および  $\Delta H_t$  は

$$\Delta H_0 = f_{v0} \frac{V_{10}^2}{2g} = f_{v0} \frac{V_{20}^2}{2g} \dots\dots\dots(20)$$

$$\Delta H_t = f_{vt} \frac{V_{1t}^2}{2g} = f_{vt} \frac{V_{2t}^2}{2g} \dots\dots\dots(21)$$

で表される。 $f_{v0}$ 、 $f_{vt}$  はおのおの圧力波が減圧弁を通過する前と後の減圧弁主弁の損失係数である。管内の圧力調整をオリフィスや普通の弁で行った場合には、一般に  $f_{v0} = f_{vt}$  である。

減圧弁が組み込まれた管路においては、減圧弁下流側の圧力水頭は  $H_{2t} = H_{20}$  に保持するように、減圧弁主弁ピストンが瞬間的かつ適量だけ降下して、 $f_{v0}$  が  $f_{vt}$  に変化する。すなわち  $F_1$  の反射波  $f_1$  が

$$f_1 = -F_1 \dots\dots\dots(22)$$

となるように減圧弁が応答して、減圧弁下流側の圧力上昇を制御する。

一方このような減圧弁の瞬間的な応答により、減圧弁一次側への伝達波  $F_2$  は (19) 式および (22) 式から

$$F_2 = F_1 - f_1 = F_1 - (-F_1) = 2 F_1 \dots\dots\dots(23)$$

となる。すなわち管路下流端で生じた圧力波は、Fig. 2. (b) に示すように、減圧弁下流側の圧力を制御するために瞬間的に応答した減圧弁の作動によって、2 倍に増幅されて減圧弁上流側に伝達される。

減圧弁を通過した矩形の圧力波は水位一定の管路上流端の水槽に達する。水槽からの圧力波  $f_2$  は Fig. 3. (a) に示すように、(10) 式において  $H = H_0$  と置いて

$$f_2 = -F_2 \dots\dots\dots(24)$$

となって反射する。 $f_2$  が減圧弁部に再び達すると、減

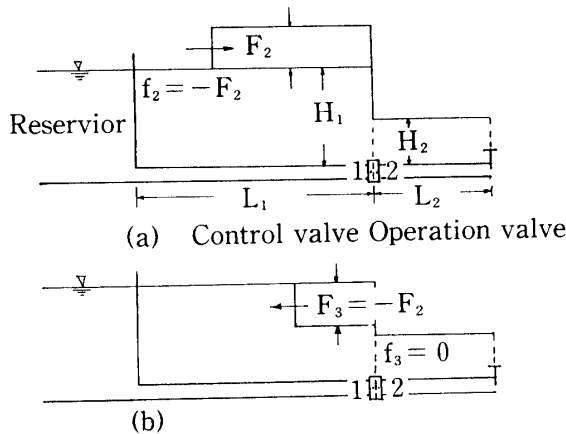


Fig. 3. Perfectly reflected pressure wave at each of reservoir and an automatic control valve.

圧弁下流側の圧力波が変化しないように、つまり減圧弁下流側に伝達される圧力波  $f_3$  が  $f_3 = 0$  となるように減圧弁が応答して、減圧弁ピストンが瞬間的かつ適切量だけ開方向に作動する。したがって減圧弁で反射される圧力波  $F_3$  は (19) 式および (24) 式から

$$F_3 = f_2 = -F_2 \dots\dots\dots(25)$$

となる。すなわち Fig. 3. (b) に示すように、圧力波はそのままの大きさと反射される。以下同様な現象が繰り返され、圧力波は減圧弁の上流側管路（管長  $L_1$ ）のみを往復し、定常振動を形成する。したがって、減圧弁が瞬間的かつ適切量応答した場合の圧力波の振動周期  $T$  は

$$T = \frac{4 L_1}{\omega} \dots\dots\dots(26)$$

となる。このように外乱に対して瞬間的に応答する減圧弁が、圧力損失のない管路系に設置された場合には、減圧弁下流で発生した圧力波は2倍に増幅されて上流側に伝達される。その後も減圧弁の瞬間的な応答によって、減圧弁上流側には定常的な圧力振動が形成される。したがってその振動周期は減圧弁上流側管路の固有周期と一致する。実際には、減圧弁は瞬間的には作動せず幾分かの応答遅れを伴う。

**減圧弁の応答に伴う圧力変動のシミュレーション**

前節では理想的なモデルを用いて減圧弁の応答動作と圧力脈動の周期について直視的に考察した。ここでは減圧弁が組み込まれた実際の管水路系において、流況変動に伴う減圧弁の応答と、管内に発生する圧力変動について、数理モデルによる解析を行う。

**1. 減圧弁を含む管水路における不定流の基礎方程式とその解法**

(1) 基礎方程式

不定流の基礎方程式は<sup>5)</sup>、運動方程式

$$g \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{\partial V}{\partial t} + V \frac{\partial V}{\partial x} + \frac{fV |V|}{2D} = 0 \dots\dots(27)$$

と連続の式

$$\frac{\omega^2}{g} \frac{\partial V}{\partial x} + \frac{\partial H}{\partial t} + V \left( \frac{\partial H}{\partial x} + \sin \alpha \right) = 0 \dots\dots(28)$$

とで表される。

ここで、 $H$ ：圧力水頭、 $V$ ：流速、 $D$ ：管径、 $f$ ：摩擦損失係数、 $\alpha$ ：管路勾配、 $x$ ：距離、 $t$ ：時間、 $g$ ：重力の加速度、 $\omega$ ：圧力伝播速度である。

(2) 基礎方程式の解法

管水路における不定流の解析は、(27) 式および (28) 式から圧力水頭  $H$  および流速  $V$  を距離  $x$ 、時間  $t$  について求めるが、これらの式は連立の非線形偏微分方程式で、その一般解を求めることは困難である。このような波動問題の解法としては特性曲線法<sup>4)</sup>が多く用いられる。

圧力水頭  $H$  と流速  $V$  は、おのおの距離  $x$ 、時間  $t$  の関数

$$H = H(x, t) \dots\dots\dots(29)$$

$$V = V(x, t) \dots\dots\dots(30)$$

である。したがって

$$\frac{dH}{dt} = \frac{\partial H}{\partial x} \frac{dx}{dt} + \frac{\partial H}{\partial t} \dots\dots\dots(31)$$

$$\frac{dV}{dt} = \frac{\partial V}{\partial x} \frac{dx}{dt} + \frac{\partial V}{\partial t} \dots\dots\dots(32)$$

となる。(27) 式、(28) 式、(31) 式および (32) 式の諸式から次のような常微分方程式が得られる。

$$\left. \begin{aligned} \frac{dx}{dt} &= V + \omega \\ \frac{g}{\omega} \frac{dH}{dt} + \frac{dV}{dt} + \frac{g}{\omega} V \sin \alpha + \frac{fV |V|}{2D} &= 0 \end{aligned} \right\} C^+ \dots\dots\dots(33)$$

$$\left. \begin{aligned} \frac{dx}{dt} &= V - \omega \\ -\frac{g}{\omega} \frac{dH}{dt} + \frac{dV}{dt} - \frac{g}{\omega} V \sin \alpha + \frac{fV |V|}{2D} &= 0 \end{aligned} \right\} C^- \dots\dots\dots(34)$$

(33) 式および (34) 式を数値計算のために、Fig. 4 に示す格子点を用いて差分方程式に直せば、次式を得る。

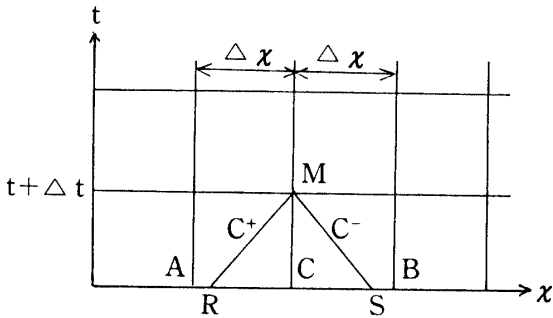


Fig. 4. Specified time interval grid.

$$\left. \begin{aligned} x_M - x_R &= (V_R + \omega)(t_M - t_R) \\ \frac{g}{\omega}(H_M - H_R) + V_M - V_R + \frac{g}{\omega} V_R \sin \alpha (t_M - t_R) \\ &+ \frac{f}{2D} V_R |V_R| (t_M - t_R) = 0 \end{aligned} \right\} C^+ \quad \dots\dots\dots(35)$$

$$\left. \begin{aligned} x_M - x_S &= (V_S - \omega)(t_M - t_S) \\ -\frac{g}{\omega}(H_M - H_S) + V_M - V_S - \frac{g}{\omega} V_S \sin \alpha (t_M - t_S) \\ &+ \frac{f}{2D} V_S |V_S| (t_M - t_S) = 0 \end{aligned} \right\} C^- \quad \dots\dots\dots(36)$$

ただし、Fig. 4 の R, S 地点における  $V_R, H_R, V_S$  および  $H_S$  の値は未知であるが、A, B, C における既知な値から線形内挿法によって次式で与える。

$$V_R = \frac{V_C - \omega \theta (V_C - V_A)}{1 + \theta (V_C - V_A)} \quad \dots\dots\dots(37)$$

$$V_S = \frac{V_C - \omega \theta (V_C - V_B)}{1 - \theta (V_C - V_B)} \quad \dots\dots\dots(38)$$

$$H_R = H_C - \theta (V_R + \omega) (H_C - H_A) \quad \dots\dots\dots(39)$$

$$H_S = H_C + \theta (V_S - \omega) (H_C - H_B) \quad \dots\dots\dots(40)$$

ここで

$$\theta = \frac{\Delta t}{\Delta x} \quad \dots\dots\dots(41)$$

(35) 式および (36) 式を  $V_M$  および  $H_M$  (Fig. 4 の M 点の値) について解けば

$$\begin{aligned} V_M &= \frac{1}{2} \{ V_R + V_S + \frac{g}{\omega} (H_R - H_S) - \frac{g}{\omega} \Delta t \sin \alpha (V_R - V_S) \\ &- \frac{f \Delta t}{2D} (V_R |V_R| + V_S |V_S|) \} \quad \dots\dots\dots(42) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} H_M &= \frac{1}{2} \{ H_R + H_S + \frac{\omega}{g} (V_R - V_S) - \Delta t \sin \alpha (V_R + V_S) \\ &- \frac{\omega f \Delta t}{g 2D} (V_R |V_R| - V_S |V_S|) \} \quad \dots\dots\dots(43) \end{aligned}$$

となる。

2. シミュレーション条件と境界条件

(1) シミュレーション条件

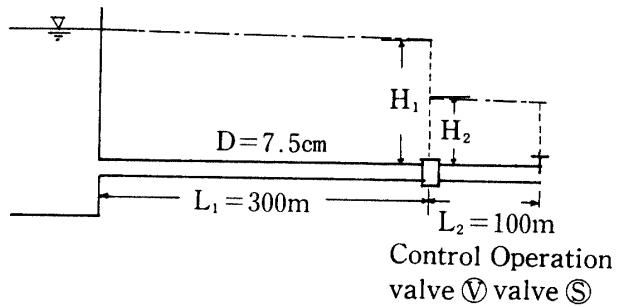


Fig. 5. Profile of closed conduit for simulation.

シミュレーションに用いる管路条件は、Fig. 5 に示すように口径  $\phi = 7.5$  cm の減圧弁を、管径  $D = 7.5$  cm, 管全長  $L = 400$  m の水平な単一管路に、水位一定な貯水槽より  $L_1 = 300$  m の位置に減圧弁を組み込んで圧力調整している管路系を想定する。流況変更前の減圧弁の直上流側圧力水頭を  $H_1 = 60$  m, 直下流側圧力水頭を  $H_2 = 30$  m, すなわち自動減圧弁による圧力調整量 (減圧量) は  $H_1 - H_2 = 30$  m とする。

管内に入力する外乱は、Fig. 5 に示す管路末端の操作弁 S を、管内の流速が  $V_1 = 1.50$  m/s から  $V_2 = 0.17$  m/s に変化するように、操作時間  $T_c = 3.2$  秒 (圧力波が貯水槽と末端の操作弁とを往復する時間  $\mu = 2(L_1 + L_2)/\omega = 2(300 + 100)/500 = 1.6$  秒の 2 倍) で直線的に部分閉塞して発生させる。このように流況変更することによって、管路の中間に組み込まれた自動応答型の減圧弁 V の動きを作り出す。

(2) 管路の境界条件

① 管路上流端

管路上流端では、貯水槽水位を一定 ( $H_B$ ) とす

る。したがって圧力水頭  $H_M$  は、

$$H_M = H_B \dots\dots\dots(44)$$

流速  $V_M$  は上式を (36) 式に代入して求まる。

### ②管路下流端

管路下流端の操作弁 S 部においては、まず (35) 式が成立する。また末端弁の直下流は自由放流としているので、

$$\frac{V_M A}{V_0 A} = \epsilon(\theta) \sqrt{\frac{2gH_M}{2gH_0}} \dots\dots\dots(45)$$

これらの式から、圧力水頭  $H_M$  及び流速  $V_M$  が得られる。ただし  $A$  は管の断面積、 $H_0$ 、 $V_0$  はおのおのの過渡現象前の操作弁部の圧力水頭および流速である。なおシミュレーションでは、(45) 式の操作弁の有効開口面積比  $\epsilon(\theta)$  の値が時間  $T$  とともに

$$\epsilon(\theta) = 1 - \frac{T}{T_c} \dots\dots\dots(46)$$

と直線的に変化するように下流端弁を操作して、管路系に流況変動を発生させる。 $T_c$  は下流端弁の操作時間である。

### ③管路中に設置された減圧弁部

減圧弁の直上流側では (35) 式が成立し、減圧弁直下流側では (36) 式が成り立つ。また減圧弁の流量式から

$$\frac{V_{M1} A}{V_{01} A} = \epsilon(Z) \sqrt{\frac{2g(H_{M1} - H_{M2})}{2g(H_{01} - H_{02})}} \dots\dots\dots(47)$$

である。ここで自動減圧弁の有効開口面積比  $\epsilon(Z)$  は

$$\epsilon(Z) = \frac{(C_D A_U)_t}{(C_D A_U)_0} \dots\dots\dots(48)$$

で与えられる。また連続の式から

$$V_{01} = V_{02}, V_{M1} = V_{M2} \dots\dots\dots(49)$$

である。ただし、 $H_{01}$ 、 $H_{02}$ 、 $V_{01}$  および  $V_{02}$  は、おのおのの過渡現象前の減圧弁直上流、下流の圧力水頭および流速である。

これらの諸式から、減圧弁直上流、下流側の圧力水頭  $H_{M1}$ 、 $H_{M2}$  および流速  $V_{M1}$ 、 $V_{M2}$  が与えられる。

ここで、減圧弁の有効開口面積比  $\epsilon(Z)$  は、管路システムの中で減圧弁の二次圧を設定圧に保持するように、自動的に変化する。外乱 (減圧弁の一次圧  $H_1$ 、二次圧  $H_2$  の変化) に対する減圧弁の移動距離  $Z$  と弁有効開口面積  $C_D A_U(Z)$  との関係は実験結果から最小自乗法によって得られた次式の多項式を用い

る。

$$C_D A_U(Z) = 9.9 \times 10^{-5} - 6.22 \times 10^{-4} Z + 1.73 \times 10^{-3} Z^2 - 1.07 \times 10^{-3} Z^3 + 2.28 \times 10^{-4} Z^4 \dots\dots\dots(50)$$

また、減圧弁付設のパイロット弁の二次圧  $H_2$  に対する  $f_2$  の変化は、実験結果から次式で近似する。

$$f_2 = f_0 \cdot \exp \{C(H_2 - H_0)\} \dots\dots\dots(51)$$

ここで、 $f_0$ ：設定圧力水頭  $H_0$  時のパイロット弁の抵抗係数、 $C$ ：パイロット弁内蔵のバネの弾性によって決まる定数で、ここで用いた減圧弁では、実験の結果  $C=3.45$  であった。なお実験に供した減圧弁の (5) 式中の諸定数は、減圧弁主弁ピストン上部断面積  $A=75 \text{ cm}^2$ 、ピストン下部断面積  $B=50 \text{ cm}^2$  減圧弁付設の上流側、下流側バイパス管断面積  $a_1=a_2=1.17 \text{ cm}^2$ 、ピストン重量  $W=19.6 \text{ N}$  である。

### 2. 減圧弁の応答感度と圧力変動

上記のようなシミュレーション条件の場合の結果を、Fig. 6. (a) および (b) に示す。ここで  $H_1$ 、 $H_2$  は減圧弁直上流側、直下流側の圧力水頭を、また  $K(\%)$  は減圧弁開度の経時変化を表している。

ニードル弁の開度を大きくして減圧弁の応答感度を鋭敏に設定した場合には、Fig. 6. (a) に示すように流況変更によって生じた減圧弁下流側の圧力水頭  $H_2$  の変動は小さく、かつ速やかに設定圧力水頭  $H_0$  (この場合には  $H_0=30 \text{ m}$ ) に制御されている。ここで減圧弁上流側の圧力水頭  $H_1$  は、かなり長い時間に渡って振幅の大きな変動が継続している。これは操作弁 S 及び減圧弁 V の作動によって管路系内に生じた圧力変動に、流況変更後の減圧弁が応答して減圧弁ピストンが上下に微小移動 (Fig. 6. (a) の減圧弁開度  $K$  の変動) し、上流側の圧力波を増幅させるためである。すなわち僅かの減圧弁の応答遅れによって、減圧弁上流側圧力波  $H_1$  の減圧弁下流側への一部伝達で生じた圧力水頭  $H_2$  と、設定圧力水頭  $H_0$  との偏差を制御するために、減圧弁付設のパイロット弁が前述の (51) 式で示されるように作動して、減圧弁の応答を促す。

水位一定な貯水槽から反射されてきた圧力波が定常時の圧力より低い圧力波であれば、減圧弁ピストンが微小上昇して管内流量  $Q$  を増加させ、さらに低い圧力波となる。また、その圧力波が上流の貯水槽で反射されて高い圧力波として半周期後の再び減圧弁に戻ってきた時には、ピストンが降下して流量  $Q$

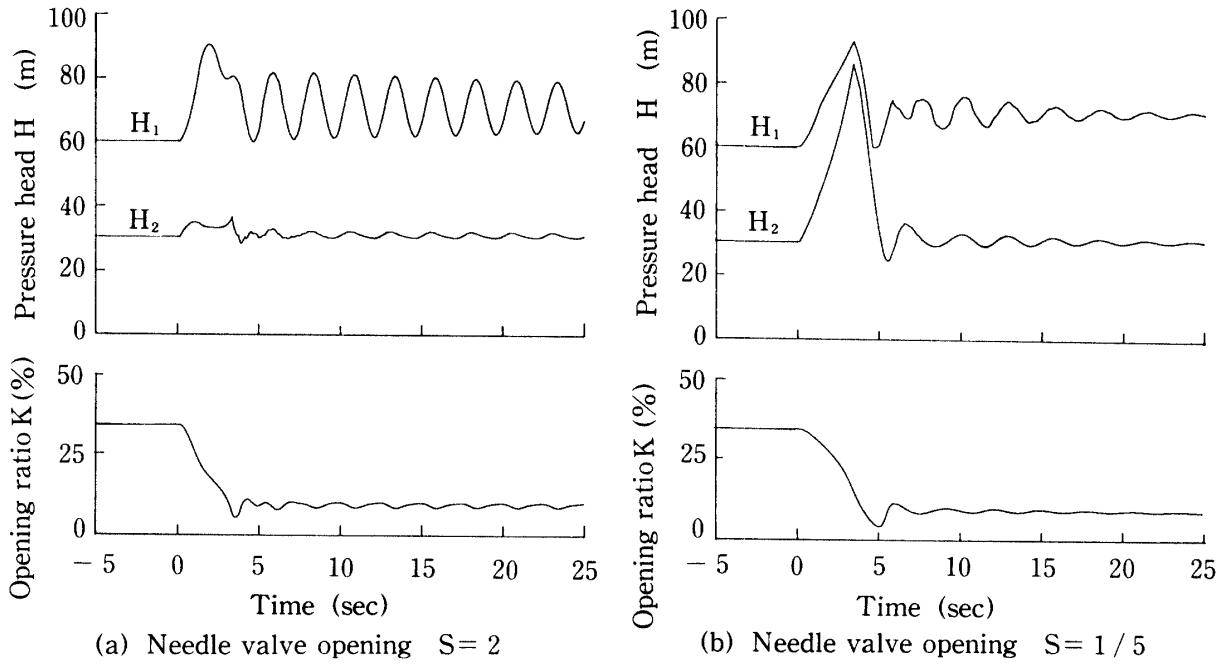


Fig. 6. Response of automatic control valve and pressure variation due to hydraulic transient phenomenon.

が減少し、さらに高い圧力波となる。すなわち圧力波に対して減圧弁が

$$\frac{d(H_1 - H_2)}{dQ} < 0 \quad \text{-----(52)}$$

となるように作動して、運動エネルギーが圧力のエネルギーに変換され、圧力波の増幅を促すことになる。

ただ、このようにして増幅された圧力波すなわち圧力変動は、管路を伝播する間に摩擦などによるエネルギーの消失により徐々に減衰されている。しかしこのような圧力脈動に対するいわば減圧弁の弾性的な過渡応答は、管内の圧力変動の減衰の度合を遅らせる結果となっている。

一方、ニードル弁の開度を S=1/5 回転開きと小さくして減圧弁の応答を極めて鈍く設定した場合には、Fig. 6. (b) に示すように、減圧弁下流側の圧力水頭 H<sub>2</sub> は減圧弁の応答遅れに伴い、一時的に設定圧力水頭 H<sub>0</sub> よりも大きくなり、尖頭圧が発生している。しかしながら、減圧弁の応答感度が鈍いために、圧力波に対する減圧弁の追従的な挙動に伴う減圧弁上流側の圧力水頭 H<sub>1</sub> の変動の増幅は、鋭敏に設定されている場合に比べて緩和されており、むしろ圧力変動の減衰を促すように作用している。

なお、減圧弁の主弁が、最初に過渡現象後の開度に達した時点でその動きが停止し、その後の圧力変

動に対する減圧弁の追従的な応答はないと仮定してシミュレートした結果を Fig. 7. (a) および (b) に示す。管路条件、流況変更条件および境界条件は、Fig. 6 の場合と同一である。Fig. 7. (a) の実線で示すように応答感度を鋭敏(ニードル弁開度 S=2)に設定した場合には、管内の圧力変動は本来の減圧弁の応答の時 (Fig. 7. (a) に点線で併記) と比べて急速に減衰している。このことから流況変更後の減圧弁の圧力変動に対する追従的な作動が、いかに大きいかを明白に示している。

減圧弁の応答感度を極めて鈍く設定した場合 (ニードル弁開度 S=1/6) には、Fig. 7. (b) に示すように減圧弁の追従的な動きの影響は、極めて微小である。すなわち、このようないわば減圧弁の弾動的な動きによる圧力変動の増加を回避するには、減圧弁は鈍く設定すればよいことを意味している。しかしその場合には、急激な流況変更の際には、減圧弁二次側の圧力水頭 H<sub>2</sub> の制御遅れを伴うことになる。

### 3. 減圧弁の応答遅れと自励振動現象

上記の Fig. 6 に示したように、ニードル弁開度 S=2, S=1/5 の設定開度では、流況変更後の減圧弁の追従的な応答によって生じた圧力脈動は、時間経過とともに減衰している。しかし Fig. 8 に示すように、ニードル弁開度が S=1/2 回転の減圧弁設定

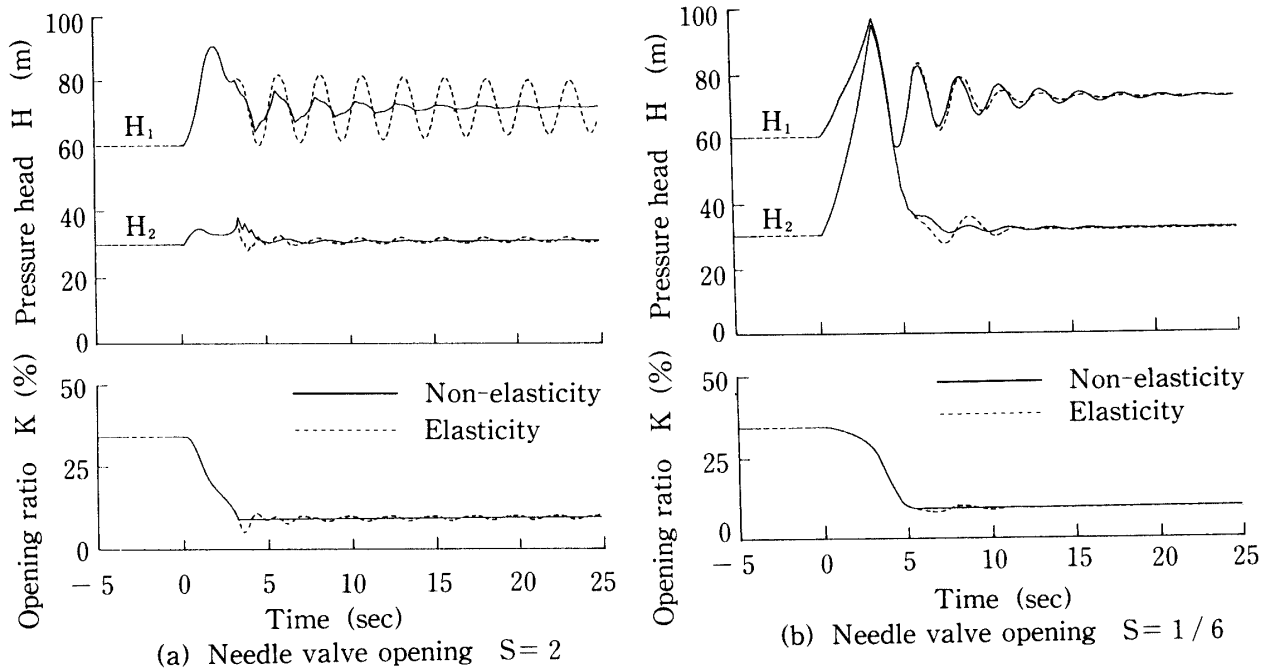


Fig. 7. Pressure variation due to elastic behavior of automatic control valve.

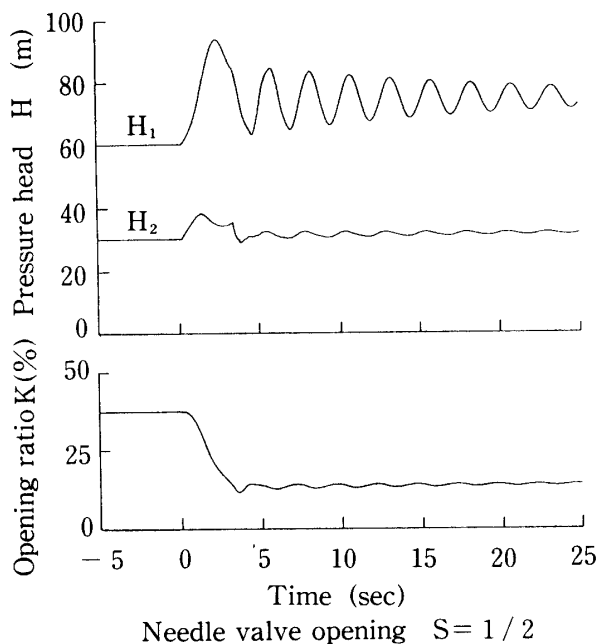


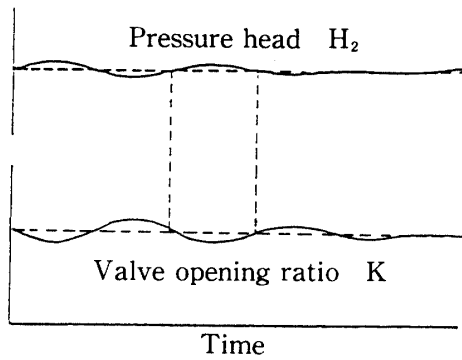
Fig. 8. Response of automatic control valve and pressure variation due to hydraulic transient phenomenon.

感度の場合には、管内圧力に自励振動を誘発し、非減衰性の圧力脈動が発生している。すなわち想定した管路条件では減圧弁の設定感度が中程度の場合に自励振動現象が生じている。これは減圧弁の応答遅れによって減圧弁下流側に生じた圧力変動  $H_2$  に、

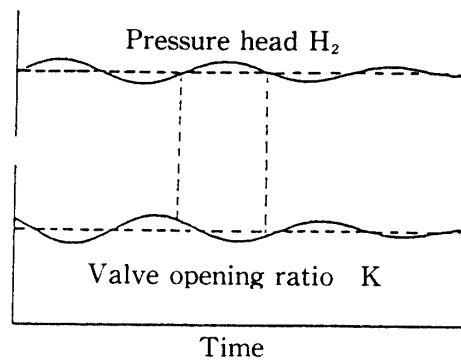
減圧弁付設のパイロット弁が作動して減圧弁の追従的な動きを助長するためである。このことは以下のように説明される。

流況変更後に自動減圧弁が追従的な動きをしている際の下流側圧力水頭  $H_2$  と減圧弁の開度  $K$  の経時変化の関係は、減圧弁の応答遅れの程度によって Fig. 9 のように分類される<sup>2)</sup>。(a)、減圧弁が管路条件に対してほとんど応答遅れなく作動するように設定されている場合には、図 (a) のように  $H_2$  の変動は極めて小さく、減圧弁の動きの振動周期は前述のように (26) 式で近似される。また、二次側圧力水頭  $H_2$  が上昇過程の時に減圧弁は閉方向に作動するために、 $H_2$  と  $K$  の振動にはほぼ  $1/2$  周期の位相差がある。(b)、管路条件に対して減圧弁の設定感度がやや鈍く、応答に遅れがある場合には  $H_2$  にも変動が生じ、その振動周期も (26) 式で与えられる値よりも幾分長くなる。またその際には  $H_2$  の卓越周期と減圧弁開度  $K$  の振動周期とに、同図の (b) のように  $1/2$  周期以上の位相の差が生じる。(c)、その位相の差が図の (c) に示すように、 $3/4$  周期となる場合 (実際の応答遅れは  $1/4$  周期) には、減圧弁下流側圧力水頭  $H_2$  が設定圧力水頭  $H_0$  より大きい時 ((c) 図のハッチ A の部分) には常に減圧弁の開度  $K$  が減少し、 $H_2$  が  $H_0$  よりも小さい時 ((c) 図のハッチ B の部分) には減圧弁が開くように作動すること

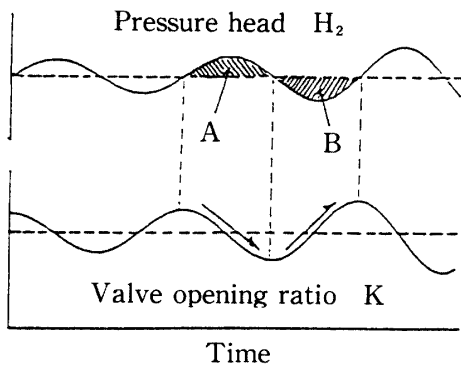




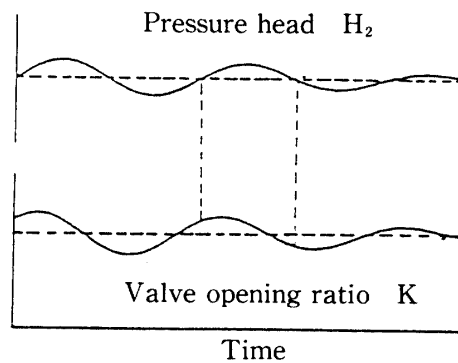
(a) Phase difference.  $\approx 1/2$  period



(b)  $1/2$  period < Phase difference <  $3/4$  period



(c) Phase difference.  $\approx 3/4$  period



(d) Phase difference >  $3/4$  period

Fig. 9. Classification of phase difference between changing of opening  $K$  of automatic valve and variation of pressure head  $H_2$  behind of the valve.

になる。このような状態は減圧弁付設のパイロット弁の作動を最も促し、その結果減圧弁の追従的な動きを助長することになる。(d)、図の(d)のように  $H_2$  と  $K$  との振動周期に  $3/4$  周期以上の位相差が生じる場合には、部分的には  $H_2$  が  $H_0$  よりも大きい時に減圧弁が開くように作動しているの、むしろ圧力振動を抑制するように働く。

ここで考察の対象とした減圧弁は、減圧弁下流側の圧力水頭  $H_2$  の変動に対してパイロット弁が応答して  $H_0$  に制御する機構である。したがって、減圧弁の応答に Fig. 9 の(c) のような、 $H_2$  と減圧弁の応答に  $3/4$  周期(実際の遅れは  $1/4$  周期)の位相差が生じる場合に、減圧弁の動きに最も大きな振動を誘起することになる。このような減圧弁の応答遅れが生じる場合の振動周期  $T$  は、種々の減圧弁上流側管路長  $L_1$ 、下流側管路長  $L_2$  の組合せを用いたシミュレーションを整理した結果から、帰納的に次式で与えられることが明らかになった。

$$T = \frac{4L_1}{\omega} + \frac{L_2}{\omega} \dots\dots\dots(53)$$

すなわち減圧弁の応答感度が、管内に(53)式で与えられる圧力振動周期(Fig. 5の例では  $T = (4 \times 300 + 100) / 500 = 2.6$ 秒)を誘起する場合に、最も大きな圧力脈動が発生することになる。ここでの管路条件の例では、Fig. 8のニードル弁の開度  $S = 1/2$  のときの応答感度がこれに相当する。これよりも応答速度が速い Fig. 6.(a)の場合の振動周期は  $T \approx 2.5$ 秒と  $T = 2.6$ 秒よりも僅かであるが小さく自励振動現象は発生していない。また逆に減圧弁の応答感度を鈍く設定されている Fig. 6.(b)の場合には振動周期は  $T \approx 2.8$ 秒と長くなり、圧力変動は減衰している。

一般的には、(53)式の減圧弁上流側の管路長  $L_1$ 、下流側の管路長  $L_2$ 、および圧力伝播速度  $\omega$  は管路システムにおいては与件である。したがって管内圧力の自励振動現象を回避するには減圧弁の動きが

(53) 式で与えられる振動周期を誘起しないように、流況解析して応答感度を設定するべきである。

なお管内に (53) 式の振動周期を生じさせるような減圧弁応答感度の場合であるからといって、必ずしも自励振動による圧力脈動の増幅現象が発生するとは限らない。自励振動が発生し継続するのは、これに加えて管の摩擦などによって消失されるエネルギーよりも減圧弁の開閉動作によって系内に付加されるエネルギーが大きい場合である。なお減衰性の圧力脈動を形成する管路条件つまり付加されるエネルギーよりも消失されるエネルギーが大きい場合でも、(53)式で与えられる卓越圧力振動周期を誘起する減圧弁応答感度の場合に、最も振動減衰の度合いが小さい。

### 減圧弁の自励振動現象

#### 1. 自励振動現象の発生要素

減圧弁が組み込まれた管路系において、自励振動発生の関係要素としては、減圧弁に 1/4 周期の応答遅れを誘起する要素として作用するのは、①減圧弁の応答感度を支配するニードル弁設定開度、②同じくパイロット弁の応答感度、③管路条件である。さらに、圧力脈動の減殺に関与する要素としては、③管路条件、④流況変更条件が作用する。

①および③については、前に述べたので、ここでは②および④についてシミュレーションによる検討

を行う。シミュレーションに用いる管路条件および境界条件は Fig. 5 の場合と同一である。

#### (1) パイロット弁の応答感度

外乱に対する自動減圧弁の応答感度すなわち応答速度には、前述のニードル弁とともに、 $f_2$ を制御する減圧弁付設のパイロット弁の感度、すなわちパイロット弁内蔵のバネの剛性も大きく関与する。(51)式で示したように、弾性の大きなバネを選定すれば圧力変化に対する減圧弁の応答は鋭敏になり、硬いバネを組み込めば感度は鈍くなる。

パイロット弁のバネの剛性の違いによる減圧弁の応答を検討するために、バネ定数  $C=3.45$  と  $C=6.90$  を比較する。なおここで、 $C=3.45$  は実験に供した減圧弁付設のパイロット弁のバネ定数である。ニードル弁開度  $S=1/2$  回転、バネ定数  $C=3.45$  に設定され減圧弁では Fig. 8 で示したように最も激しい自励振動現象が生じた。ここでは、ニードル弁開度を  $S=1/2$  に保ち、パイロット弁のバネ定数のみを  $C=6.90$  と 2 倍に想定したシミュレーションの結果を Fig. 10. (a) に実線で示す。これによれば、パイロット弁の感度が鋭敏にも関わらず、自励振動はむしろ幾分緩和されている。これは  $C=6.90$  のバネ定数の場合の振動周期  $T$  が (53) 式の周期  $T=2.6$  秒より若干小さくなるためである。ついで減圧弁付設のニードル弁の開度を  $S=1/5$  に設定した場合を考える。バネ定数  $C=3.45$  では Fig. 10. (b) に点線で

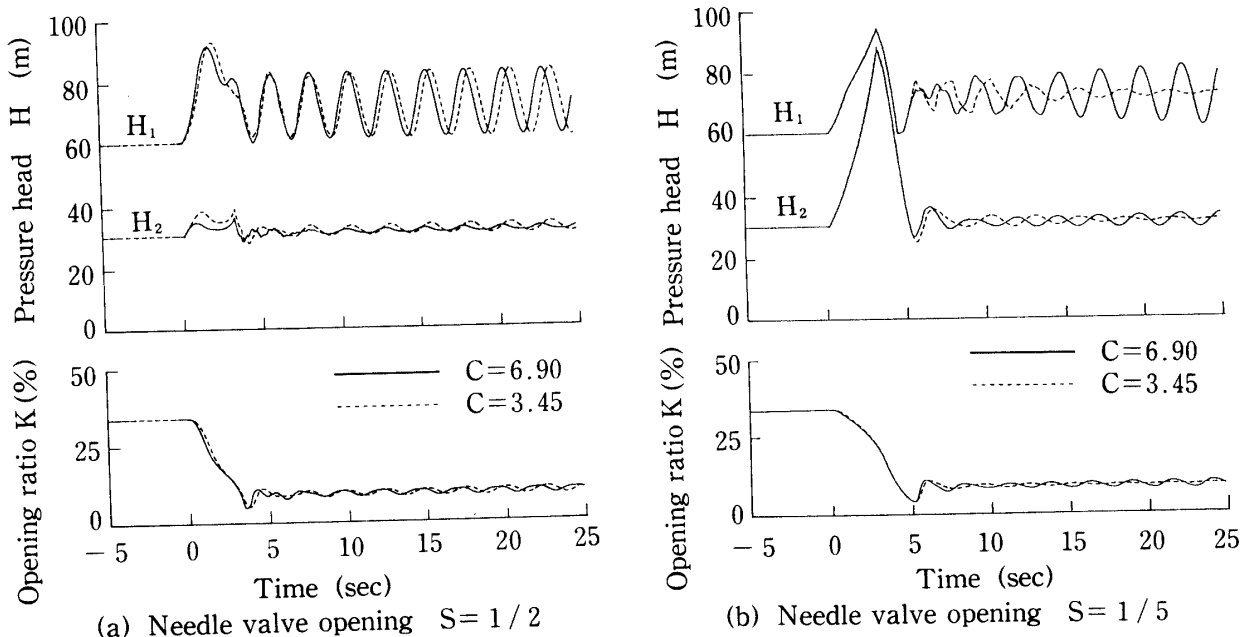


Fig. 10. Response of automatic control valve and pressure variation affected with sensitivity of pilot valve installed in the control valve.

示すように、圧力脈動は速やかに減衰した。ニードル弁開度は同じで、バネ定数のみを  $C=6.90$  と 2 倍に想定した場合のシミュレーション結果を同図に実線で示す。ニードル弁開度  $S=1/5$  と小さいにも関わらず明らかに激しい自励振動が生じている。これはパイロット弁が鋭敏に設定されているために、圧力振動周期もバネ定数  $C=3.45$  の場合の  $T \approx 2.8$  秒より短くなり、 $T \approx 2.6$  秒と (53) 式の周期に近似するためである。なおこの場合でも、二次側の圧力水頭  $H_2$  の一時的な上昇は回避されていない。これは流況変更時の急激な圧力変化が鋭敏なパイロット弁のみでは制御できないことを意味している。これらの結果からも自励振動を誘起する必要条件が、(53) 式で与えられることを裏付けている。

このように減圧弁の応答感度は、ニードル弁の開度と共にパイロット弁のバネの剛性によって定まる。なお、パイロット弁のバネの剛性は、減圧弁下流側の設定圧力水頭  $H_0$  の大きさに規制されるので、一般にこのような選択の余地は少ない。

(2) 流況変更条件

前記の Fig. 8 に示したように、ニードル弁開度  $S=1/2$  の減圧弁設定感度のもとで、管内流速を  $V_1=1.50$  m/s から  $V_2=0.17$  m/s に流況変更した場合、自励振動を発生した。ここで、同じ管路条件、減圧弁設定感度で流速を  $V_1=1.70$  m/s から  $V_2=0.$

37 m/s に変更した場合のシミュレーション結果を Fig. 11. (a) に示す。この変更条件は前者に比べて流速変更量の絶対値は変わらず、初期値および終期値のみがおのおの 0.20 m/s 大きいのみである。流速変更量は同じであるにも関わらず、流況変更後の流速が僅かに大きいのみで圧力脈動は減衰しており自励振動は発生していない。

また、過渡現象前の管内流速が小さく、かつ流況変更時間を長くした場合のシミュレーション結果を Fig. 11. (b) に示す。管内流速  $V_1=0.50$  m/s を  $V_2=0.17$  m/s ( $V_2$  は Fig. 8 と同一) に流速変更するように操作弁を  $T_c=6.4$  秒 ( $T_c=4 \mu$ ) で部分閉塞する。減圧弁のニードル弁の設定開度はここでも  $S=1/2$  回転開きである。かなり緩慢な流況変更条件にも関わらず、自励振動が発生している。

このように流況変更後の減圧弁の追従的応答に伴う自励振動現象の発生には、流量変更時間（ここでは操作弁の部分閉塞時間）や流量変更量など外乱の大きさや形状にはほとんど影響されず、流況変更後の流速が大きく関与している。

管路において摩擦損失などによって消失されるエネルギーは一般に速度水頭  $V^2/2g$  に比例するので、過渡現象後の管内流速が小さくなるような流況変更操作の時には、エネルギー減殺量が小さく自励振動現象が発生し易くなる。また管内流速が小さい場合

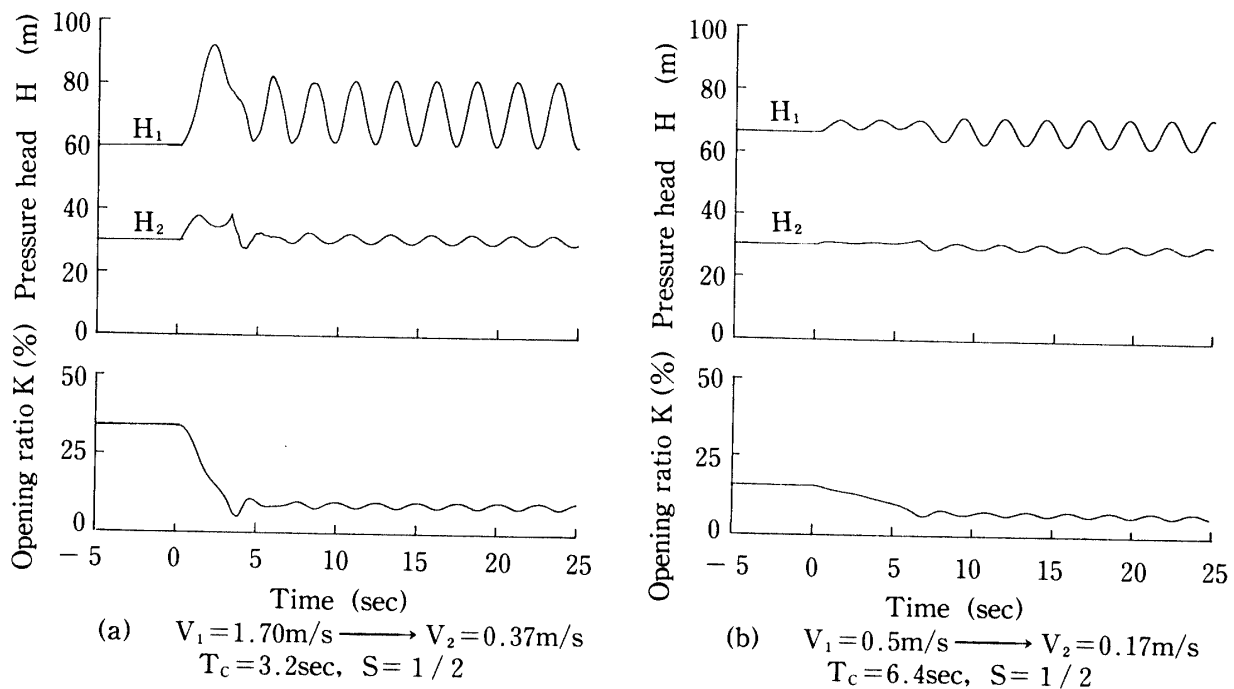


Fig. 11. Response of automatic control valve and pressure variation affected with situation of hydraulic transient.

には、過渡現象時の減圧弁の応答遅れによって減圧弁下流側に生じた圧力脈動が、減衰し難いことも自励振動発生に大きく関与している。これは次のように説明される。減圧弁の応答遅れによって減圧弁下流側に生じた圧力波は、管路末端の部分的に開いている弁に到達する。末端弁に近づく圧力波を  $f_1$ 、管路末端で反射される圧力波を  $F_2$  とする。前述の(10)式および(11)式を適用すると、

$$H_t - H_0 = F_2 + f_1 \quad \text{----- (54)}$$

$$V_t - V_0 = -\frac{g}{\omega} (F_2 - f_1) \quad \text{----- (55)}$$

となる。この時、末端弁における流速  $V_t$  と圧力水頭  $H_t$  との関係は、任意の開度における末端弁の有効開口面積を  $(C_D A_u)$ 、管断面積を  $A$  とすると

$$V_t = \frac{C_D A_u}{A} \sqrt{2 g H_t} \quad \text{----- (56)}$$

となる。また(55)式から

$$F_2 = f_1 - \frac{\omega}{g} (V_t - V_0) \quad \text{----- (57)}$$

となる。減圧弁下流側の末端の操作弁が流量調整のために部分的に閉められている場合には、(56)式から明らかなように  $(C_D A_u)$  の値が小さいために同じ圧力変化  $(H_t - H_0)$  でも流速変化  $(V_t - V_0)$  は極めて少ない。したがって、このような流況の場合には(57)式から明らかなように、末端弁に近づいた圧力波  $f_1$  に対する反射波  $F_2$  の比率が高くなる。すなわち圧力のエネルギーの、運動エネルギーへの変換が少

ないことを意味している。このような流況の場合には、減圧弁下流側に生じた圧力脈動は減衰し難い。

このように、流況変更後の管内流速が小さくなるような流況の場合には、系内で消失されるエネルギーが少ないために、自励振動を引き起こし易くなる。

**2. 減圧弁が開方向に作動した場合**

これまでのシミュレーションでは、すべて減圧弁が閉方向に作動するように流況変更した場合を論じた。ここでは前述の Fig. 5 のシミュレーション条件において、流速が逆に  $V_1 = 0.17\text{m/s}$  から  $V_2 = 1.50\text{m/s}$  に増大するように流況変更した場合を Fig. 12. (a), (b) および (c) に示す。流況変更時間は  $T_0 = 3.2$  秒である。図 (a) の減圧弁付設のニードル弁開度  $S = 2$  回転開き、図 (b) の  $S = 1/2$  および図 (c) の  $S = 1/6$  のいずれかの減圧弁設定感度の場合とも、自励振動はおろか顕著な圧力変動すら生じていない。これは流況変更後の流速が大きいため、前記のように管内でのエネルギーの消失が極めて大きく、系内に生じた圧力変動は速やかに収束するためである。

また、減圧弁付設のニードル弁の開度すなわち設定感度の相違による圧力変動状況の差も、減圧弁が開方向に作動する流況変更の場合に比べて極めて微小である。これは減圧弁が開方向に作動する場合には、減圧弁付設のパイロット弁が大きく開くために、ニードル弁の設定開度の影響が軽減されるためである。さらには同じ理由で、いずれのニードル弁開度の場合とも減圧弁の応答は速く、したがって自励振

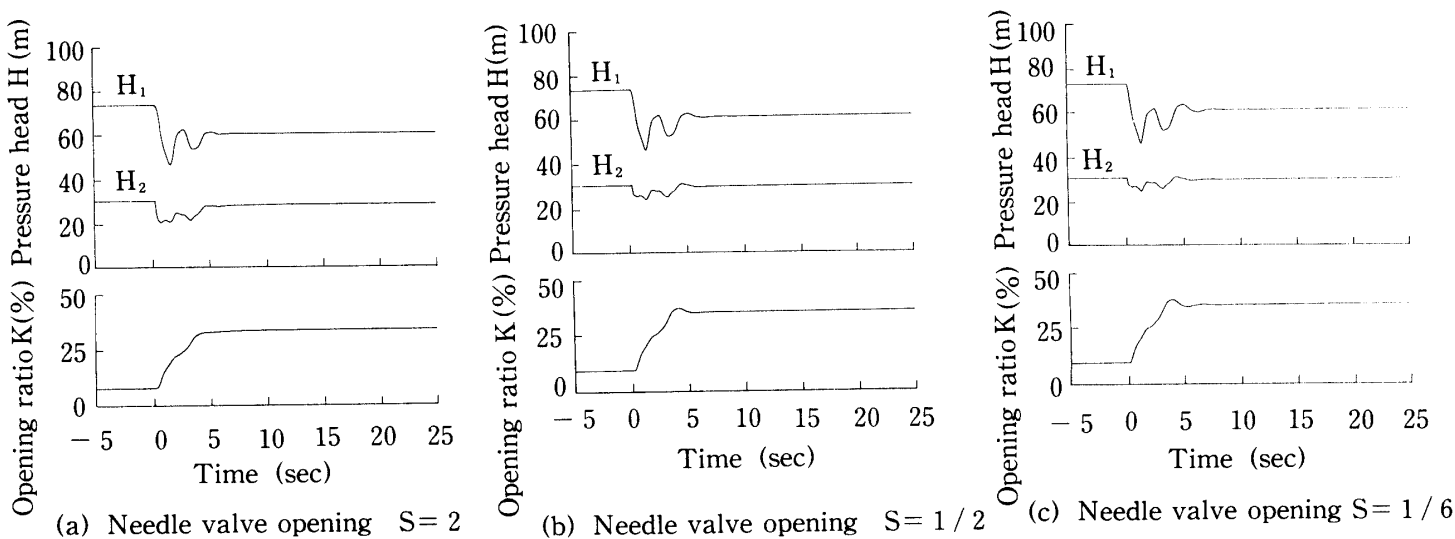


Fig. 12. Pressure variation due to hydraulic transient acting to open automatic control valve.

動を誘発するような (53) 式で与えられる応答遅れのないことも、定常的な圧力脈動が生じない原因の一つである。

### 要 約

自動減圧弁の過渡応答に伴う圧力変動および自励振動現象とその発生機構について数理モデルを用いて解明を試みた。その結果次のように要約される。

1. 流況変更に対する減圧弁の応答感度は、ニードル弁の開度によって大きく異なり、特に減圧弁が閉方向に作動する場合に、その傾向が顕著になる。減圧弁が閉方向に作動するような流況変更の際に、減圧弁を過敏に応答するように設定した場合には過大な圧力変動を誘発する。また応答感度を鈍く設定した場合には、急激な流況変化に対して圧力調整に時間遅れが生じる。

2. 過渡現象時に系内に発生する圧力変動の卓越振動周期は、減圧弁上流側管路の固有周期に近い値となるが、減圧弁の応答遅れによって、これより幾分長くなる。

3. 減圧弁の動きに  $1/4$  周期の応答遅れが生じる場合に、減圧弁の動きが最も促進され、その結果、系内の圧力変動が助長される。また、圧力変動に対する減圧弁の追従的な応答によって管路系内に形成される圧力脈動の卓越周期が (53) 式で与えられる周期付近の場合に、減圧弁の動きに最も大きな振動

を誘起する。さらに、流況変更後の減圧弁の追従的な挙動によって系内に付加されるエネルギーが、系内で消失されるエネルギーを上回る場合には自励振動現象を発生する。

4. 減圧弁の自励振動現象発生要素として特に大きなものは、減圧弁を含む管路のレイアウト、流況変更後の管内流速および減圧弁の設定応答感度である。

**謝辞** 本研究の遂行にあたって御指導を賜りました九州大学農学部長智男名誉教授、同黒田正治教授に深甚なる感謝の意を表します。また有益な御指導を賜りました鹿児島大学農学部河原田礼次郎教授および九州大学農学部戸原義男教授には心から感謝申し上げます。

### 文 献

- 1) 長 勝史・長 智男・黒田正治：管水路における減圧弁の動特性 (I), 農土論集, NO. 127, p. 43-50 (1987)
- 2) 長 勝史・黒田正治・長 智男：管水路における減圧弁の動特性 (II), 農土論集, NO. 135, p. 91-98 (1988)
- 3) Contractor, D. N.: The Reflection of Waterhammer Pressure Waves from Minor Losses, Jour. of Basic Engineerig, A. S. M. E., 87, p. 445-452 (1965)
- 4) Lin, P. N.: Discussion of "Unsteady Flow in Open Channels" H. J. Putman, Tran. A. G. U. 30, p. 302-306 (1949)
- 5) Streeter, V. L. and E. B. Wylie: Hydraulic Transients, p. 22-117 McGraw-Hill, Inc., New York, (1967)
- 6) 椿 東一郎：水理学II, p. 6-7, 森北出版, 東京, (1981)
- 7) 横山重吉：水撃入門, p. 59-91, 日新出版, 東京, (1983)

### Summary

Numerical simulations based on the theoretical model were carried out for evaluating the pressure variation and self-excited pressure vibration due to hydraulic response of automatic control valve. The results are summarized as follows :

1. Sensitivity of an automatic control valve for responding to the hydraulic transient is assumed to be changeable. When a situation of hydraulic transient acts to close the control valve, response of the control valve varies in right proportion to the sensitivity of the valve. In case when the valve is adjusted to high-sensitivity, water hammer pressure may be enlarged by elastic response of the valve. Inversely if the control valve is adjusted to low-sensitivity, delaying of pressure control for hydraulic transient may be caused.
2. The dominant period of pressure variation caused by hydraulic transient phenomenon is approximately similar to the fundamental period in the conduit of the upstreaming part of a control valve. But it may be slightly longer due to delay of response of the control valve.
3. In case when the phase delaying in valve response is around  $1/4$  of the cyclic period to pressure variation in the system, most severe pressure oscillation due to valve response will be caused. If the supplied energy due to the valve action exceeds the energy-loss such as friction in the system, self-excited pressure vibration in a conduit system may be brought forth.
4. Some important factors concerning with self-excited phenomenon of the control valve are the layout of the conduit system involving the valve, velocity in the conduit and the established sensitivity of the valve.