

## 減圧弁を含む管水路システムにおける圧力脈動

西 山 壮 一

ON THE PRESSURE VARIATION IN A PIPE-LINE WITH A  
PRESSURE-REDUCING VALVE

Souichi NISHIYAMA

The relationship between the head loss coefficient of the valve caused by the periodic time of vibration and that of the pressure head in a pipe system with a pressure reducing valve are discussed.

The results obtained are as follows;

- 1) The maximum pressure variation occurred when the periodic time of vibration in a pressure reducing valve was equal to that of the hydraulic vibration.
- 2) In order to prevent the valve response by pressure variation, it is necessary to adjust the characteristics of response of the pressure reducing valve.

減圧弁を含むパイプシステムにおいて、減圧弁損失係数の振動周期と水圧振動周期の関係が述べられている。得られた結果は次のとおりである。

- 1) 減圧弁損失係数の振動周期と水圧振動周期が等しいとき、圧力脈動は最も大きくなる。
- 2) 減圧弁が圧力変動によって容易に応答しないように、減圧弁の調整が必要である。

## 1. ま え が き

近年、畑地カンガイ事業の広域化、大規模化にしたがい、カンガイ用管水路が高圧化、大流量化してきた。

これにともない、管水路システムにおいて、安全かつ、正確に圧力調整を行なう手法の確立が緊要な課題となってきた。

著者らは、減圧弁を含む管水路システムにおいて、減圧弁操作に伴う圧力脈動について、現地における実験を行った<sup>(1,2)</sup>。その結果、通常の運用条件のもとで、減圧弁の応答特性、および操作、調整に際しての留意すべき点を明らかにすることができた。

管水路系において、減圧弁の応答周期と管路の圧力振動の値が近い場合、両者の間でいわゆる共鳴が起り、圧力脈動が大きくなるとともに、これらの時間による減衰も妨げられ、系の中に振巾が大きい定常振動を生ずる恐れがある。しかしながら、この問題を実験的に解決することは困難である。

そこで、本論文においては、減圧弁の応答周期と管水路の圧力脈動との関係、さらに定常振動の存在下で、減圧弁を操作した場合、この操作が圧力変動に及ぼす影響について、シュミレーションによる解析を行い、検討を試した。

## 2. 定常振動における管水路内圧力分布

## 2.1 解析のモデル

解析に用いるモデルを Fig. 1 に示す。また、解析に用いる基礎方程式は、(1)、(2) 式である<sup>(3)</sup>。なお、解析に際し、減圧弁の下流圧力は一定とする。

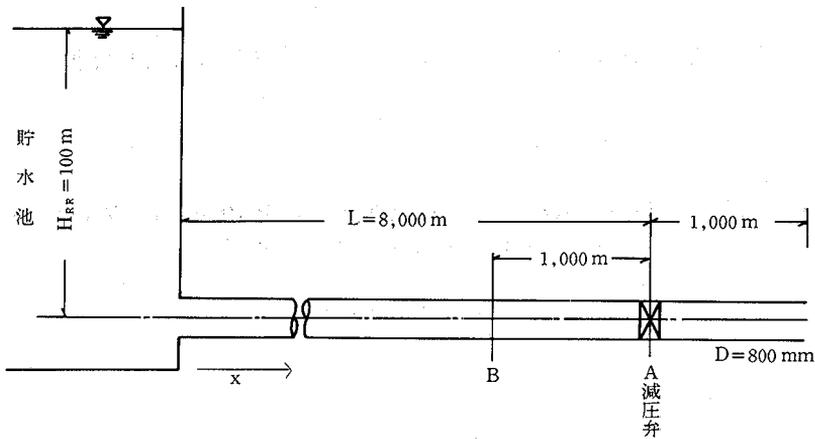


Fig. 1. 解析のモデル

$$g \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{\partial V}{\partial t} + V \frac{\partial V}{\partial x} + \frac{fV|V|}{2D} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{a^2}{g} \frac{\partial V}{\partial x} + \frac{\partial H}{\partial t} + V \frac{\partial H}{\partial x} + V \sin \alpha = 0 \quad (2)$$

ただし、 $H$ ; 水頭、 $V$ ; 管内平均流速、 $x$ ; 距離、 $t$ ; 時間、 $a$ ; 圧力波の伝バ速度、 $g$ ; 重力の加速度、 $D$ ; 管径、 $\alpha$ ; 管が水平となす角度、 $f$ ; Darcy-Weisbach 式中の摩擦損失係数

2.2 減圧弁の位置における境界条件

解析に用いる減圧弁の位置における境界条件の式は、次のようになる。

$$H_{P(j+1,1)} = H_{P(j,n+1)} - \frac{[V_{P(j+1,1)}]^2}{2g} \times F_V \quad (3)$$

$$V_{P(j,n+1)} \times A_{R(j)} = V_{P(j+1,1)} \times A_{R(j+1)} \quad (4)$$

$$V_{P(j,n+1)} = A_1 - A_2 \times H_{P(j,n+1)} \quad (5)$$

ただし、 $H_P$ 、 $V_P$  はそれぞれ、水頭、管内平均速度を表している。また  $(i, j)$  において、 $i$  は管の番号、 $j$  は計算における分割点の番号をそれぞれ示している。 $A_R$  は管の断面積である。

さらに、

$$A_1 = V_R + \frac{g}{a(j)} H_R - \frac{g}{a(j)} V_R \cdot \Delta t \cdot \sin \alpha - \frac{f(j)}{2D(j)} \Delta t \cdot V_R |V_R| \quad (6)$$

$$A_2 = -\frac{g}{a(j)} \quad (7)$$

である。ここで、 $\Delta t$ 、 $V_R$ 、 $H_R$  については Fig. 2 に示す。

(3) 式中の  $F_V$  については、次式で与える。

$$F_V = A \sin(\omega t + \beta) + B \quad (8)$$

ただし、 $F_V$ ; 減圧弁の損失係数

$\omega$ ; 角速度

$\beta$ ; 位相

$A$ ; 振巾

$B$ ; 初期値

さらに、 $\beta=0$ 、 $A=400$ 、 $B=5000$  と仮定した。なお、初期状態において、末端圧力を、 $3 \text{ kg/cm}^2$  とし、このときの減圧弁下流圧力を求め、それを一定の圧力とした。

管水路内の固有圧力振動周期  $T_0$  と、減圧弁の応答周期  $T$

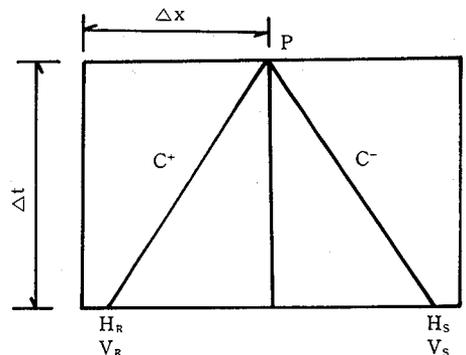


Fig. 2. 波速に関する特性曲線

との関係が  $T=0.5T_0, T_0, 2T_0, 4T_0, 8T_0, 16T_0, 32T_0$  のそれぞれの場合について検討を行った。

2.3 シミュレーション結果

圧力脈動が定常状態となったときの管水路に添う最大圧力分布と最小圧力分布を、Fig. 3～Fig. 9 に示す。

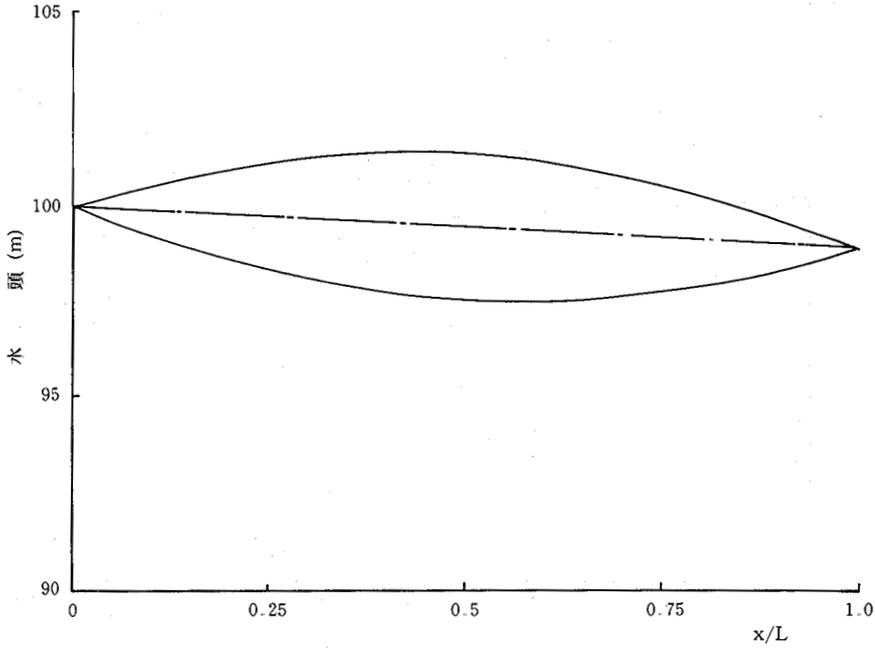


Fig. 3. 圧力分布 ( $T=0.5T_0$ )

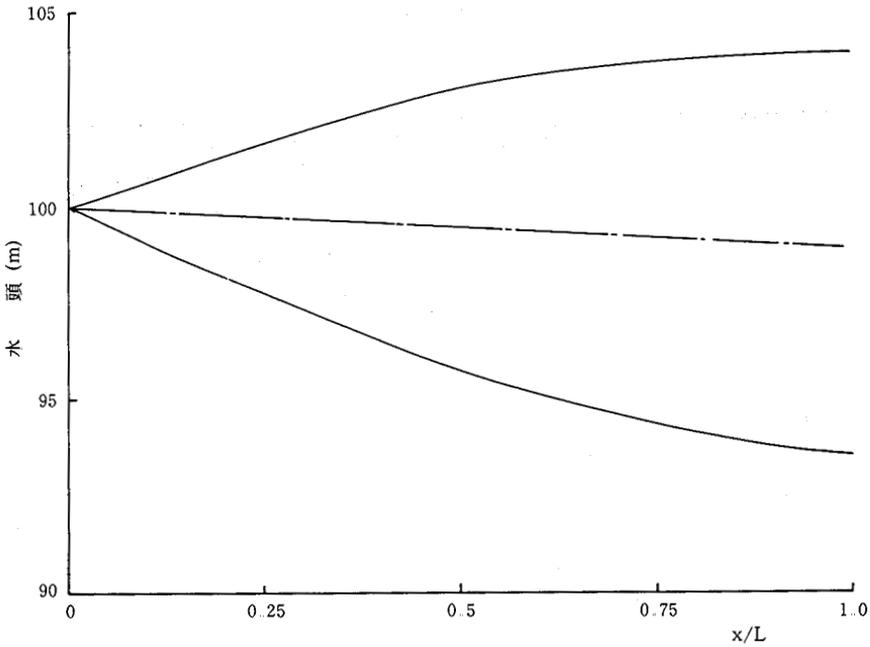


Fig. 4. 圧力分布 ( $T=T_0$ )

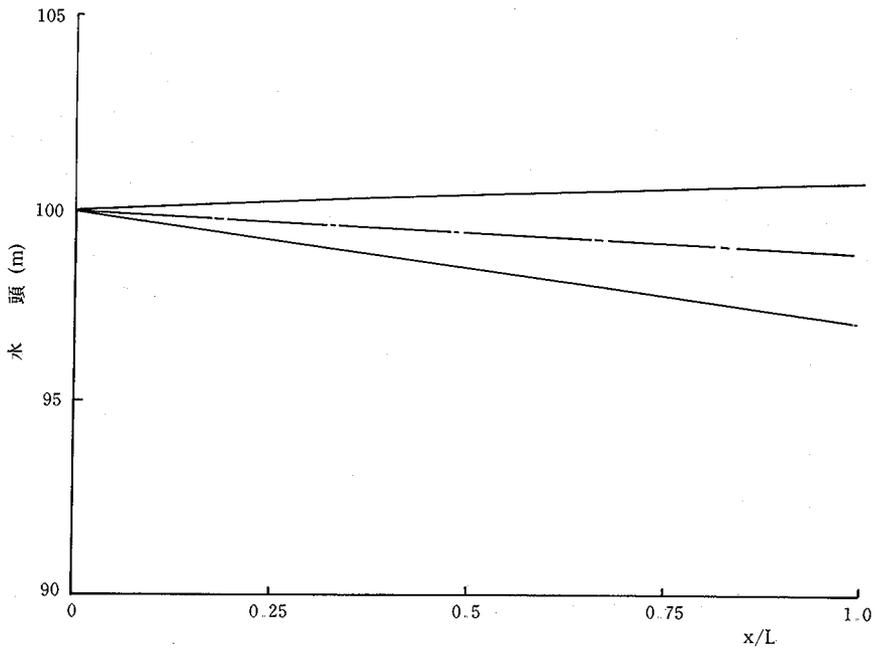


Fig. 5. 圧力分布 ( $T=2T_0$ )

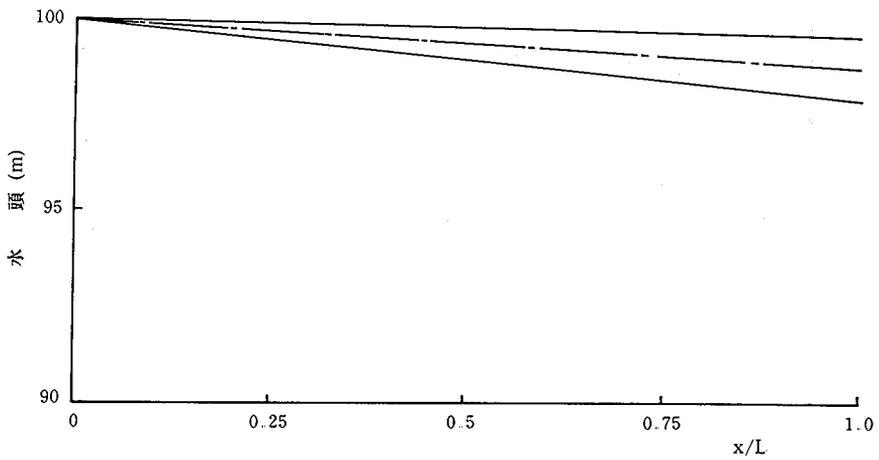


Fig. 6. 圧力分布 ( $T=4T_0$ )

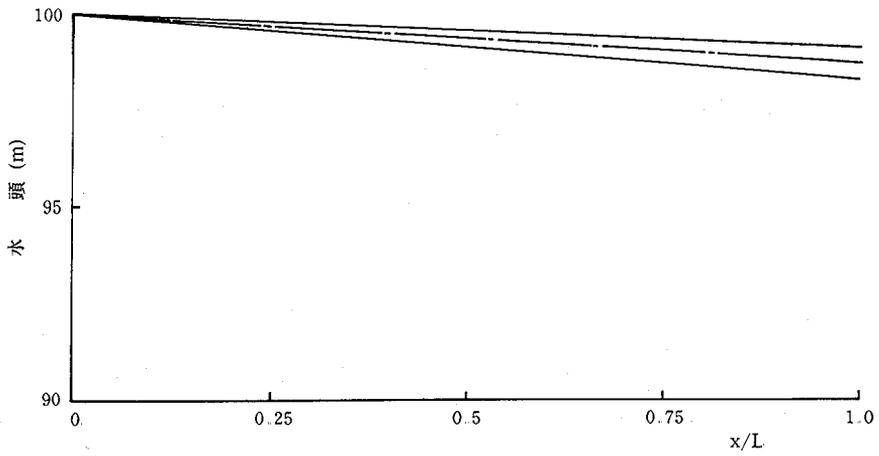


Fig. 7. 圧力分布 ( $T=8T_0$ )

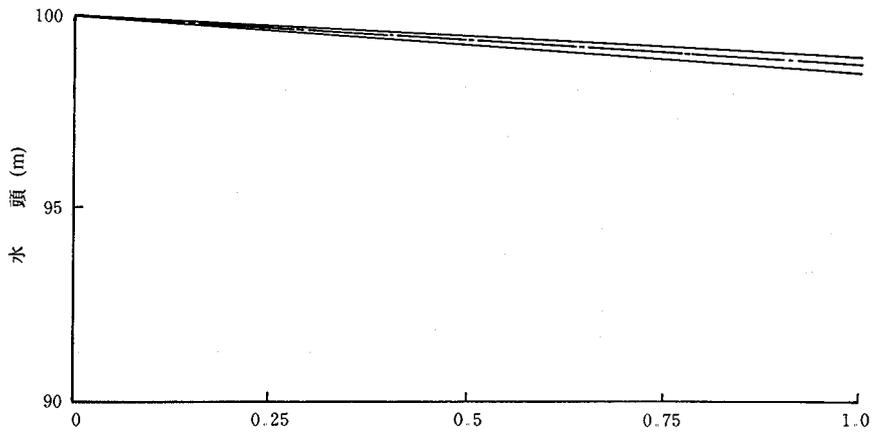


Fig. 8. 圧力分布 ( $T=16T_0$ )

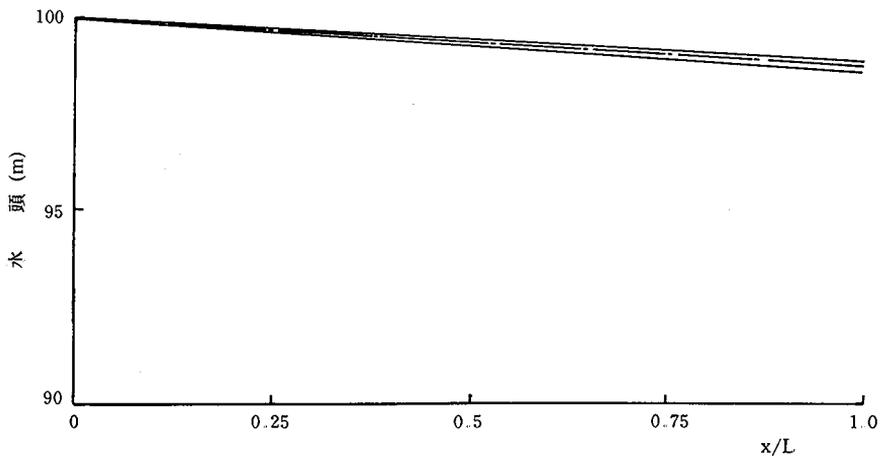


Fig. 9. 圧力分布 ( $T=32T_0$ )

結果をまとめると次のとおりである。

① 減圧弁の応答周期と管路の固有圧力振動周期が一致した場合が、圧力脈動の振巾が最も大きい定常振動を生ずる。(Fig. 4)

② 管路の固有圧力振動周期が、減圧弁の応答周期の整数倍となっている場合は、必ずしも減圧弁の位置において、圧力脈動の最大振巾が発生するとはかぎらず、管路内において、圧力脈動の振巾に節と腹をもつ定常振動となる。(Fig. 3)

③ 減圧弁の応答周期が、管水路の固有圧力振動周期より大きい場合、それが大きくなるにしたがって、圧力脈動の振巾は小さくなる。(Fig. 5~Fig. 9)

#### 2.4 考察

減圧弁の応答周期と管水路の固有圧力振動周期が一致する場合が、圧力脈動の振巾が最も大きいことが明らかである。この理由は、次のとおりである。

減圧弁の位置において、 $T_0$  ( $T_0$ : 管水路の固有圧力振動周期) 時間前の現象が、減圧弁の位置に反射される。一方、減圧弁の応答周期が  $T_0$  に等しいため、圧力波の高い部分が減圧弁に反射されていくときに、減圧弁が閉方向に動き、圧力波の低い部分が減圧弁へ反射されていくとき、減圧弁が開方向に動く。すなわち、強い振動を起す理想的な条件が、そろうためである。

逆に、減圧弁が上昇圧力時に閉方向に作動し、下降圧力時に開方向に作動する場合は、圧力脈動が大きくなる。したがって、減圧弁の調整が必要である。

### 3. 定常振動の存在下で、減圧弁を操作した場合の圧力変動

管水路の圧力が脈動しているとき、減圧弁を操作した場合、この操作が管水路内の圧力変動に及ぼす影響について、検討を行う。

#### 3.1 解析のモデル

解析には、前節と同じモデルを用いる。(Fig. 1 参照)

#### 3.2 減圧弁の位置における境界条件

減圧弁の位置における境界条件として用いる式は、2の場合と同様に (3), (4) および (5) 式である。ただし、(3) 式中の減圧弁の損失係数  $F_v$  の値が2の場合とは異なったものとなる。したがって、ここでは、 $F_v$  に関連する式についてのみ述べる。減圧弁の損失係数は、次のように与える。

$$\textcircled{1} \quad t < T_1 \text{ のとき} \quad F_v = A \sin(\omega t + \beta) + B \quad \dots \dots (9)$$

$$\textcircled{2} \quad T_1 \leq t \leq T_2 \text{ のとき} \quad F_v = A \sin(\omega t + \beta) + B + F_v l \times (t - T_1) / T_{0p} \quad \dots \dots (10)$$

$$\textcircled{3} \quad t > T_2 \text{ のとき} \quad F_v = A \sin(\omega t + \beta) + B + F_v l \quad \dots \dots (11)$$

ここで、 $T_1$ : 減圧弁が作動し始める時刻

$T_2$ : 減圧弁の作動が終了した時刻

$F_v l$ : 減圧弁の作動による損失係数の増加分、 $F_v l = 4000$  と仮定した。

$T_{0p}$ : 減圧弁が作動し始めてから作動が終了するまでの時間、 $T_{0p} = 6$  秒とした。

なお、減圧弁が作動し始める時刻  $T_1$  は、圧力が定常振動に達した値で、且つ減圧弁の応答周期の整数倍である。つまり、これらの境界条件は、まず (9) 式で与えられるように減圧弁が定常振動を行いながら、二次圧一定の水を通過しているところに、下流の流量条件の変動によって、(10) 式で与えられるように減圧弁が応答し、さらに、応答終了後 (11) 式で与えられる条件に  $F_v$  の振動が変更されたことを意味している。

なお、位相  $\beta$  は (9) 式において、 $\sin(\omega t + \beta) = \pm 1$  となるように決定し、シュミレーションを行う。

#### 3.3 シュミレーション結果

シュミレーションの結果を Fig. 10~Fig. 16 に示す。結果を要約するとつぎのとおりである。

①  $T = T_2$  ( $T$ : 減圧弁の応答周期、 $T_0$ : 管水路の固有圧力振動周期) で、且つ、圧力脈動の極大値が生起する時刻と減圧弁の応答が終了する時刻が一致する場合、減圧弁操作後における圧力変動の振巾は、一連のシュミレーションの内で最も大きい。

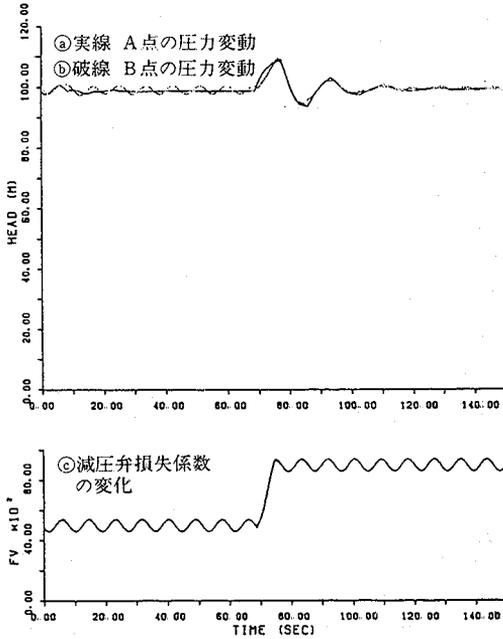


Fig. 10. 圧力変動および減圧弁損失係数の変化  
( 圧力脈動の極大値が生起する時刻と減圧弁の  
応答が終了する時刻が一致する場合  
 $T=0.5T_0$  )

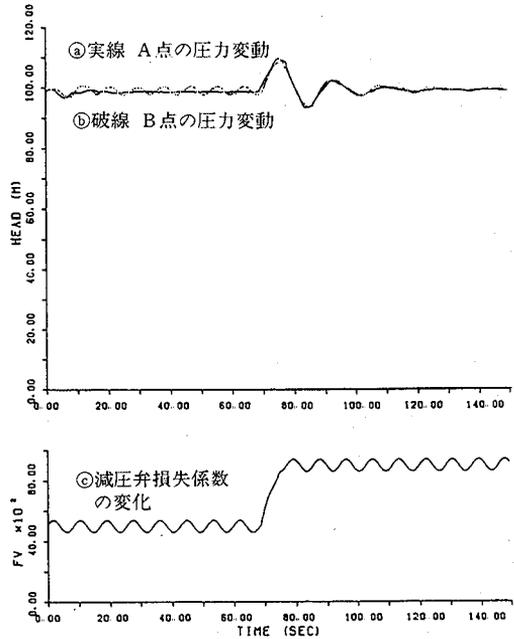


Fig. 11. 圧力変動および減圧弁損失係数の変化  
( 圧力変動の極小値が生起する時刻と減圧弁の  
応答が終了する時刻が一致する場合  
 $T=0.5T_0$  )

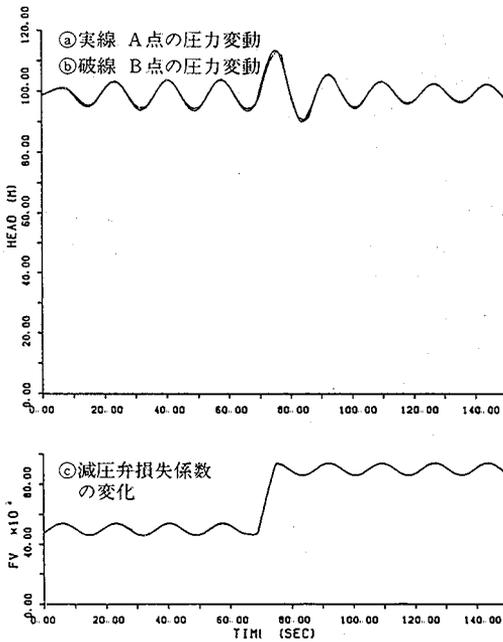


Fig. 12. 圧力変動および減圧弁損失係数の変化  
( 圧力脈動の極大値が生起する時刻と減圧弁の  
応答が終了する時刻が一致する場合  
 $T=T_0$  )

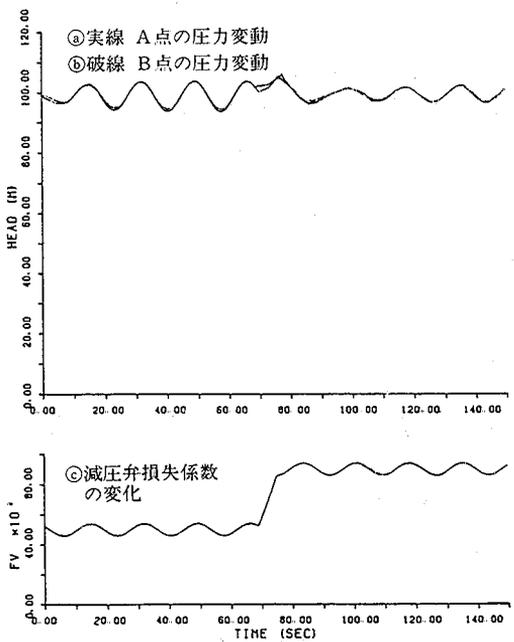


Fig. 13. 圧力変動および減圧弁損失係数の変化  
( 圧力脈動の極小値が生起する時刻と減圧弁の  
応答が終了する時刻が一致する場合  
 $T=T_0$  )

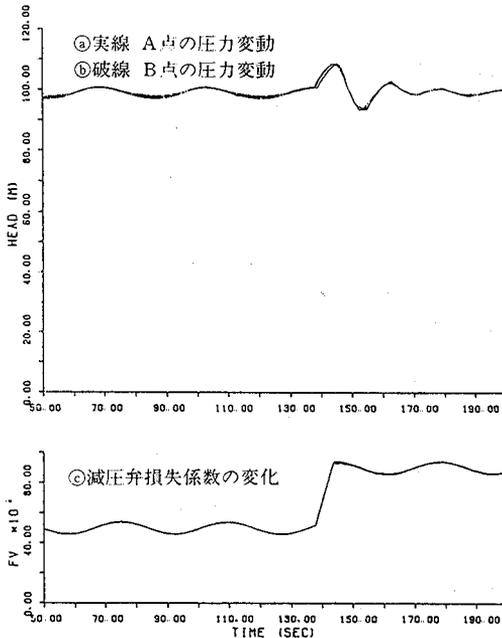


Fig. 14. 圧力脈動および減圧弁損失係数の変化  
 ( 圧力脈動の極大値が生起する時刻と減圧弁の  
 応答が終了する時刻が一致する場合  
 $T=2T_0$  )

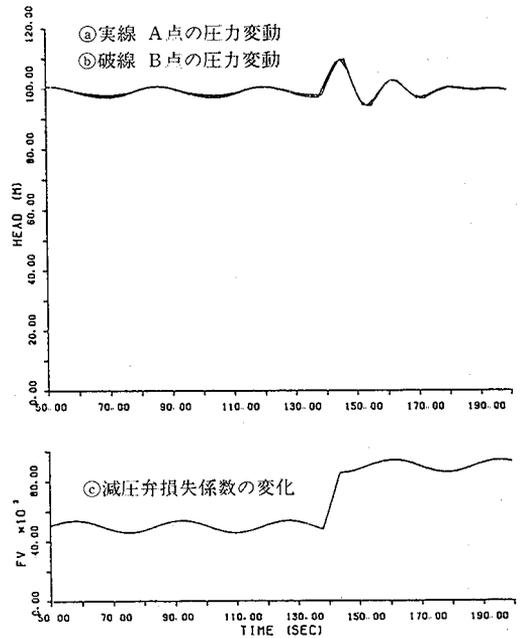


Fig. 15. 圧力脈動および減圧弁損失係数の変化  
 ( 圧力脈動の極小値が生起する時刻と減圧弁の  
 応答が終了する時刻が一致する場合  
 $T=2T_0$  )

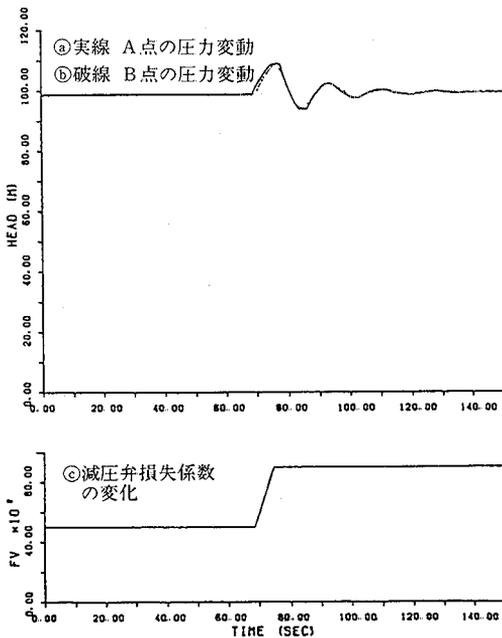


Fig. 16. 圧力脈動および減圧弁の損失係数の変化  
 ( $A=0$  の場合,  $A$ ; 定常振動の振幅)

②  $T=T_0$  で、且つ、圧力脈動の極小値が生起する時刻と減圧弁応答が終了する時刻が一致する場合、減圧弁作動後、圧力変動の振巾が一時、減圧弁作動前のそれに比べ小さくなる。

③  $T=0.5T_0$  および  $T=2T_0$  の場合、圧力脈動の極大値が生起する時刻と、減圧弁応答が終了する時刻が一致するとき、および、圧力脈動の極小値が生起する時刻と、減圧弁応答が終了する時刻が一致するとき、それぞれの圧力変動の振巾の差は、前述①、②の場合のそれぞれの圧力変動の振巾の差より小さい。

④ 減圧弁応答の振巾が0のとき、減圧弁を作動させた場合、圧力変動の振巾は、①の場合より小さく、②の場合より大きくなる。

3.4 考察

管水路の固有圧力振動周期と減圧弁の応答周期の値が近い場合は、前節で述べたように、反射波が圧力変動に大きく影響する。

①  $T=T_0$  の場合

Fig. 12 においては、圧力波の高い部分が減圧弁へ反射されていくときに、減圧弁が急に閉じる方向に作動するので、それによる上昇圧力が加えられ、圧力変動が助長されたものと考えられる。

Fig. 13 においては、圧力波の低い部分が減圧弁へ反射されていくときに、減圧弁が急に閉じる方向に動く。減圧弁が急に閉じる方向に作動することによる圧力上昇と圧力波の低い部が減圧弁へ反射されることによる圧力降下が相殺され、減圧弁作動終了後における初期の圧力変動が、小さくなったものと考えられる。すなわち、Fig. 12 の場合は、圧力波の高い部分の減圧弁への反射のため、圧力上昇が助長され、Fig. 13 の場合は、圧力波の低い部分の減圧弁への反射のため、圧力上昇が妨げられたものと考えられる。

②  $T=0.5T_0$  および  $T=2T_0$  の場合

$T=0.5T_0$  のとき

Fig. 10 または Fig. 11 から明らかのように、定常振動の状態では、減圧弁の位置における圧力脈動の振巾は 0 であり、節となっている。したがって、Fig. 10, Fig. 11 いずれの場合も減圧弁作動後初期においては、減圧弁位置の圧力変動が起り、時間の経過とともに節となる。

しかし、圧力脈動の極大値が生起する時刻と、減圧弁の応答が終了する時刻が一致する場合、および極小値が生起する時刻と減圧弁の応答が終了する時刻とが一致する場合におけるそれぞれの圧力変動の最大値の差は、①におけるそれより、はるかに小さい。この理由は、減圧弁の応答が速いためと考えられる。すなわち、圧力上昇時にも減圧弁が開く方向に動いたり、圧力降下時に減圧弁が閉じる方向に動くためと考えられる。

$T=2T_0$  のとき

減圧弁の応答周期が管路の固有圧力振動周期に比べ大きい。それによって、反射波の影響が小さくなったため、Fig. 14 および Fig. 15 のそれぞれにおける圧力変動の振巾の差が小さくなったものと考えられる。

#### 4. ま と め

管路の固有圧力振動周期と減圧弁応答周期が一致する場合は、他の条件が加わり、さらに圧力脈動が助長される恐れがある。

したがって、圧力脈動に対して、減圧弁が容易に応答し、それによって圧力変動が助長されるような現象が生じないように、減圧弁の作動特性（特にニードルバルブの開度）の調整を行うことが必要である。この場合、減圧弁の応答がオーバーシュートしない範囲に、ニードルバルブの開度を設定しておけば、この条件を満足することができる。なぜならば、アンダーシュート応答は、圧力応答周期が無限に大きい脈動であり、 $T > T_0$  の条件を満足しているからである。

しかし、一方、ニードルバルブの過度の絞り込みは、減圧弁の過度の応答時間遅れを招く。

したがって、上記の相反する条件を満足する範囲に、減圧弁の応答特性すなわち、ニードルバルブの開度設定を行わねばならない。

計算は九大大型計算機センターで行った。職員の方々に謝意を表します。

#### 参 考 文 献

- (1) 長 智男ほか：昭和54年度南薩農業水利事業畑地カンガイ減圧施設機能解析事業報告書 (1979)。
- (2) 長 智男ほか：昭和55年度南薩農業水利事業畑地カンガイ減圧施設機能解析事業報告書、その1 (1981)。
- (3) Streeter, V. L. and C. Lai: Water hammer Analysis Including Fluid Friction, Proc. A. S. C. E. HY. 3, pp. 79~112 (1962).

(1982年10月30日受理)