

安全弁による低圧化パイプラインシステムの水撃圧対策

稲垣仁根* 小倉邦雄** 角田範明*** 近藤文義****

*鹿児島大学大学院連合農学研究科研究生 (〒890-0065 鹿児島市郡元1-21-24)

** (株) 横田製作所 (〒730-0826 広島市中区南吉島1-3-6)

***クラウンエンジニアリング (株) (〒105-0011 東京都港区芝公園2-6-15)

****宮崎大学農学部 (〒889-2192 宮崎市学園木花台西1-1)

要 旨

新型の自動減圧弁を設置した畑かん用の低圧化パイプラインシステムについて現地試験を行い、計測結果を数理モデルを用いたシミュレーションにより再現し、減圧機能の検証を行った。パイプライン末端の分水工を操作した場合の水撃圧の発生状況をシミュレーションにより求めたところ、末端弁を急閉鎖すると、圧力波が自動減圧弁を通過して、上流へ伝播することが明らかとなった。そこで、水撃圧を抑制するための対策として、安全弁の設置を検討した。安全弁の設置位置としては、減圧弁下流のパイプラインの末端に設置し、さらに減圧弁の上流側に追加設置する方法が有効であるとの結果が得られた。また、規模としては本管と同口径程度の規模が必要であることが明らかとなった。

キーワード：自動減圧弁、低圧化パイプライン、安全弁、数理モデル、シミュレーション

1. はじめに

著者らは、Fig. 1に示すような従来型の自動減圧弁下流側パイプラインの管種の低級化を行うための施設対策として、「減圧弁+安全弁+エアバッグ」の組み合わせの提案を行った(斎藤ら, 1996; 斎藤ら, 1997)。しかし、従来型の減圧弁を用いる方法では、減圧弁の2次側圧力の制御性が十分でなく、本来水撃圧対策に用いるべき安全弁を静水圧の遮断に用いなければならないこと、さらに減圧弁を直列配置すると相互に自励振動を生じるので並列配置に限られることなど課題があった(長ら, 1987; 長ら, 1988)。

これらの課題は、従来型減圧弁の作動機構に原因があるものと想定されるため、現在では作動機構が改良された新型の自動減圧弁が開発されている。著者らは、新型自動減圧弁を用いた水理実験やシミュレーション(畑地農業振興会ら, 1995; 稲垣ら, 1996; 稲垣ら, 1998)の検討結果から作動機構を改良した新型自動減圧弁により減圧弁直下流での2次側圧力制御及び静水圧遮断、さらに直列配置を行っても自励振動等の不都合な現象を生じ

ないことが可能になるものと考えている。

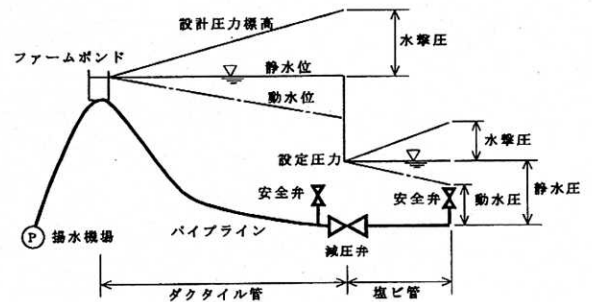


Fig. 1 低圧化パイプラインシステム概要図
Outline of pressure-reducing pipeline system

しかし、パイプライン末端でバルブを閉鎖した場合のように急変現象発生時に生じる水撃圧の抑制については減圧弁単独では圧力の遮断が不十分であることが明らかとなっており(稲垣ら, 1998)、別途に安全弁やエアバッグなどの対策を講ずる必要があると考える。そこで、安全弁、エアバック等の容量と設置位置を含めた要因を総合的に検討して、個々の施設から構成されるシステム全体が有機的に機能するようガイドラインを作成することが課題となる。

ただし、エアバッグについては、単独で使用するとその効果が限定されるので(斎藤ら, 1996; 斎藤ら, 1997), 安全弁と複合使用することにより効果が発揮されるところを考えている。

そこで、本報では、新型自動減圧弁を用いた低圧化パイプラインシステムにおける水撃圧対策として、安全弁のみを用いる方法を検討の対象とし、安全弁の設置位置と容量について検討を行った。

本報においては、著者らが開発した新型自動減圧弁の数理モデル(稲垣ら, 1998)を用いて、現地試験の結果をシミュレーションにより再現すると同時にパイプライン末端のバルブ急閉鎖時の水撃圧を発生させ、これに対して安全弁を作用させた場合の水撃圧抑制効果を求めた。

さらに、新型減圧弁を直列配置したパイプラインを想定し、シミュレーションにより水撃圧発生時の安全弁の配置と容量について検討を加えた。設置位置としては、減圧弁 1 台の一段減圧の場合は安全弁をパイプライン末端に設置し、減圧弁直列配置の二段連続減圧の場合は一段目の減圧弁の上流側に追加設置する方法が有効であるとの結果が得られた。また、規模としては本管と同口径程度の規模が必要であることが明らかとなった。

2. 定圧弁の作動機構とモデルの特徴

2.1 定圧弁の作動機構

作動機構が改良された新型自動減圧弁としては、E社のベルマド弁(畑地農業振興会ら, 1995; 安養寺ら, 1993; 稲垣, 1998)とY社の定圧弁があり、本報では定圧弁を取り扱うものとする。定圧弁の作動機構の特徴は定常時の作動状態を示すFig. 2に基づいて以下のように整理できる。なお、詳細な作動機構については、文献(稲垣ら, 1996; 稲垣ら, 1998)を参照されたい。

主弁ピストン①の動きについては、ダッシュポットで固定されたおもりの運動方程式で表される。また、圧力の伝達方式については、1次圧 P_1 と2次圧 P_2 の両方をパイロット弁②に伝達した上で、パイロット弁内でピストンを閉めるために1次圧、逆に開けるために2次圧を主弁ピストン①の上部に直接伝達する機構としている。そのため、従来型減圧弁に比べて主弁ピストン①が速く反応し確実に作動することに特徴がある。

また、2次側設定圧力の調整については、パイロット弁②の上部の調節ボルト⑥によってダイヤフラム④を押すコイルバネ⑤の強さをダイヤルゲージ⑦に合わせて調節することにより任意に設定できる方式としている。さらに、応答感度の調節方式については、ボール弁③により感度の調節を行う方式としている。

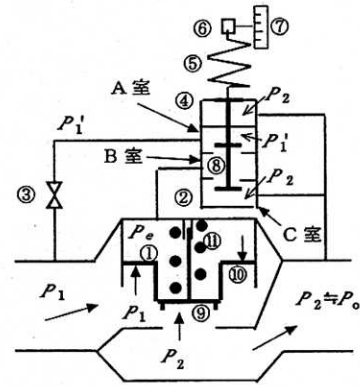


Fig. 2 定常時の定圧弁の作動状態
Steady state of constant-pressure valve

2.2 定圧弁のモデル

本報では定圧弁の数理モデルについて概要を紹介する。定圧弁及びベルマド弁の詳細な数理モデルについては、文献(稲垣ら, 1998)を参照されたい。

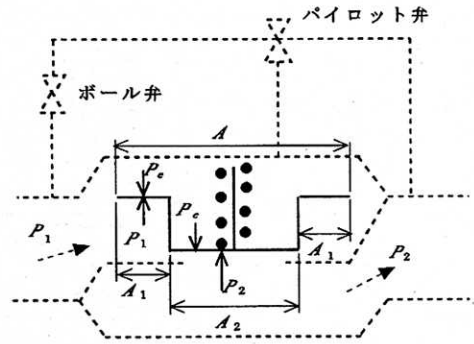


Fig. 3 定圧弁の概要
Illustration of constant-pressure valve

バイパス管内の流量には、(1)式が成立する。

$$q_1 - q_2 = A \frac{dZ}{dt} \quad (1)$$

ここで、 q_1 : 上流側バイパス管流量 (m^3/s), q_2 : 下流側バイパス管流量 (m^3/s), Z : 下方向を正とした時の主弁ピストンの移動距離, A : ピストン上部の面積, t : 時間
ピストンの移動速度は微小であるとして、(1)式から主ピストン上部の圧力 P_c は、(2)式で与えられる。

$$P_c = \alpha - \beta \frac{dZ}{dt} \quad (2)$$

$$\alpha = \frac{f_2 a_1^2 P_1 + f_1 a_2^2 P_2}{f_1 a_2^2 + f_2 a_1^2}$$

$$\beta = Af_1 f_2 a_1 a_2 \sqrt{\frac{2\omega_0 (P_1 - P_2)}{g(f_1 a_2^2 + f_2 a_1^2)^3}}$$

ここで、 f_1 : ボール弁を含む上流側バイパス管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 (cm^2)、 ω_0 : 水の単位重量 ($9.8 \text{GN/m}^3, 1000 \text{kgf/m}^3$)、 P_1 : 上流側1次圧 ($\text{kPa}, 98 \text{kgf/cm}^2$)、 P_2 : 下流側2次圧 ($\text{kPa}, 98 \text{kgf/cm}^2$)、 P_0 : 主ピストン上部圧力 ($\text{kPa}, 98 \text{kgf/cm}^2$)、 g : 重力加速度 (9.8m/s^2)

主ピストンの移動距離 Z に関する運動方程式は、バネ・ダンパー・質量系を考慮して、(3)式で与えられる。

$$\frac{W}{g} \frac{d^2 Z}{dt^2} + R \frac{dZ}{dt} - kZ = AP_0 - A_1 P_1 - A_2 P_2 + W \quad (3)$$

ここで、 W : ピストンの重量 (N)、 R : ピストンの速度に比例する抵抗係数 (Ns/cm)、 A : ピストン上部の面積 (cm^2)、 A_1, A_2 : ピストン下部の面積 (cm^2)、 k : バネの定数 (N/cm)

(2)式を(3)式に代入して、ラプラス変換することにより、 Z について解けば、主弁ピストンの移動距離 Z は(4)式で与えられる。

$$Z = \frac{\Psi_2}{ab} + \frac{\Psi_2}{a(a-b)} e^{a \cdot t} + \frac{\Psi_2}{b(b-a)} e^{b \cdot t} \quad (4)$$

$$a = -\frac{\Psi_1}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{\Psi_1^2 - 4\Psi_3}$$

$$b = -\frac{\Psi_1}{2} - \frac{1}{2} \sqrt{\Psi_1^2 - 4\Psi_3}$$

$$\Psi_1 = \frac{g}{W} (R + A\beta)$$

$$\Psi_2 = \frac{g}{W} (Aa - A_1 P_1 - A_2 P_2 + W)$$

$$\Psi_3 = -k \frac{g}{W}$$

そこで、パイロット弁の作動を考慮して、2次圧 P_2 と設定圧力 P_0 の関係から(5)式を適用する。

$$P_2 > P_0 \quad \text{ならば、} \quad a = P_1, \beta = 0 \quad (5)$$

$$P_2 < P_0 \quad \text{ならば、} \quad a = P_2, \beta = 0$$

(4)式よりピストンの移動距離 Z が求まるので、バルブ口径 d (cm)を用いて、バルブ開度 θ に換算する。このバルブ開度 θ からバルブ損失係数 f を求め、運動方程式

を解く時に、(6)式で流速を与える。

$$u = \sqrt{2g(P_1 - P_2) / \omega_0 f} \quad (6)$$

また、管水路1次元の非定常流れについて、摩擦損失にマニング則を適用し、かつ、圧力変化による管の変形がないと仮定した場合の運動方程式と連続方程式は、

(7)式と(8)式で表すことができる。さらに、運動と連続の両方程式を中心差分スキーム(白石ら, 1973; 岩崎, 1982)を用いて差分化して、流速と圧力を求めた。

$$\frac{1}{g} \frac{\partial u}{\partial t} + \frac{1}{g} \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{u^2}{2} \right) + \frac{\partial H}{\partial x} + i + \frac{n^2 |u|}{\left(\frac{D}{4} \right)^{4/3}} u = 0 \quad (7)$$

$$\omega_0 \frac{\partial H}{\partial t} + \frac{K}{A} \frac{\partial Q}{\partial x} = 0 \quad (8)$$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{k} + \frac{D}{ET}}$$

ここに、 g : 重力の加速度 (9.8m/s^2)、 u : 流速 (m/s)、 x : 距離 (m)、 H : 圧力水頭 (m)、 t : 時間 (s)、 n : 粗度係数、 D : 管径 (m)、 ω_0 : 水の単位体積重量 ($9.8 \text{GN/m}^3, 1000 \text{kgf/m}^3$)、 K : 管の等価体積弾性係数 (GN/m^2)、 A : 流積 (m^2)、 Q : 流量 (m^3/s)、 i : 管路管軸勾配、 k : 水の体積弾性係数 ($20.3 \text{GN/m}^2, 2.07 \times 10^6 \text{kgf/m}^2$)、 T : 管厚 (m)、 E : 管材のヤング係数 ($\text{GN/m}^2, \text{kgf/m}^2$)である。

3. 一段減圧の場合の安全弁による水撃圧対策

定圧弁を1台設置した畑かん用の低圧化パイプラインシステムについて現地試験を行い、計測結果について数理モデルを用いたシミュレーションにより再現し、減圧機能の検証を行った。さらに、パイプライン末端の分水工バルブを急閉鎖し水撃圧を発生させ、急変現象に対して効果的な安全弁の配置の検討を行った。

3.1 現地試験結果とシミュレーションによる検証

現地試験の対象としたのは、Fig. 4に示す定圧弁を1台配置した低圧化パイプラインである。なお、吐水槽の始点水位をEL130.0mとし、また新型自動減圧弁としてはY社の定圧弁を使用し、設定圧力標高をEL86.0mとした。 $\phi 300$ (mm)の定圧弁を実験対象とし、仕様はTable 1に示すとおりとした。実験時の流量調節はパイプライン末端の放流工のバルブを操作することにより行った。

実験結果とシミュレーション結果については、Fig. 5に示すが、通水開始時に一時的に計測流量が過大となる点を除いては、概ね一致していると考えられる。

3.2 安全弁による水撃圧対策のシミュレーション

Fig. 4に示した低圧化パイプラインについて、安全弁を設置した場合の水撃圧抑制効果についてシミュレーションにより検討を行った。

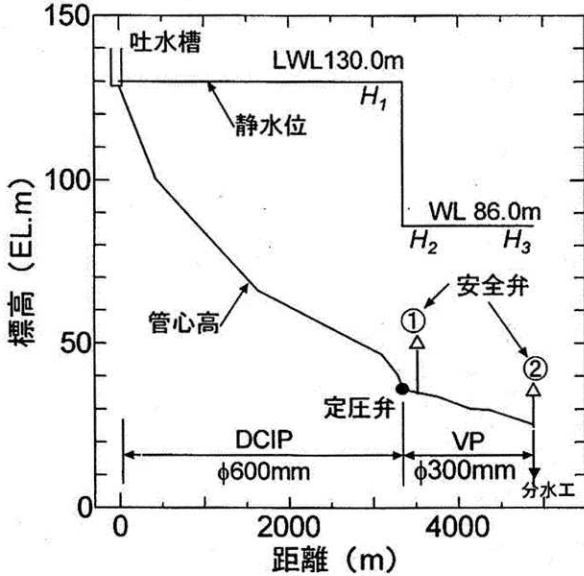


Fig. 4 パイプラインシステムモデル
Model of pipeline system

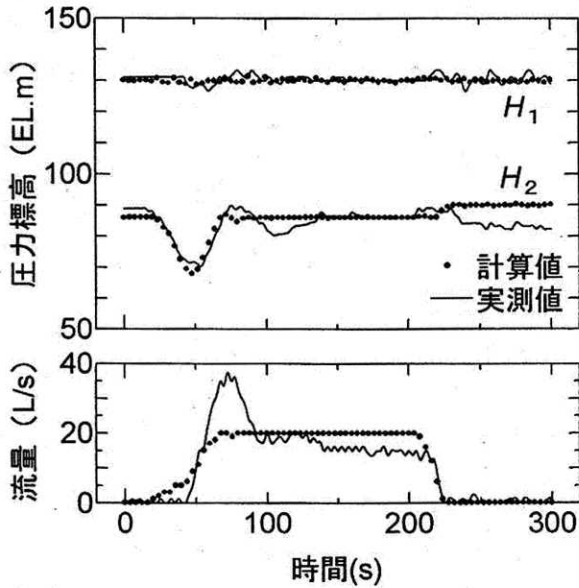


Fig. 5 圧力流量変化図
Pressure and discharge variations

3.2.1 安全弁のモデル化

安全弁の概要をFig. 6に示すが、スプリングの長さを圧力調整ボルトにより調節して、管路圧力 P_1 が設定圧力 P_0 より大きくなるとダイヤフラムあるいはピストンが押し上げられて、管内水を放流する機構になっている。

安全弁の作動機構は、定圧弁を反転させて本管に接続したのと考え、管路圧力 P_1 と設定圧 P_0 の関係から(2)式の下流側バイパス管の抵抗係数 f_2 を以下のように設定する。

$$P_1 \leq P_0 \text{ の時は安全弁閉鎖時で, } f_2 = 10^8$$

$$P_1 > P_0 \text{ の時は安全弁解放時で, } f_2 = 1000$$

Table 1 定圧弁の仕様
Conditions of constant-pressure valve

項目	記号	単位	定圧弁
管口径	D	mm	300
管中心高		EL. m	36.0
設定2次側圧力標高	H_2	EL. m	86.0
設定2次側圧力	P_2	kPa	490.0
		Kgf/cm ²	5.0
主ピストン弁体重量	W	N	357.70
		t	0.0365
主ピストン弁抵抗係数	R	N · s/cm	536089.4
		t · s/m	5470.3
主ピストン弁上部面積	A	m ²	0.1130
主ピストン弁上部面積	A_1	m ²	0.0527
主ピストン弁下部面積	A_2	m ²	0.0697
バイパス管面積	a	m ²	0.000050
バネ定数	k	N/cm	2940.0
		t/m	30.0

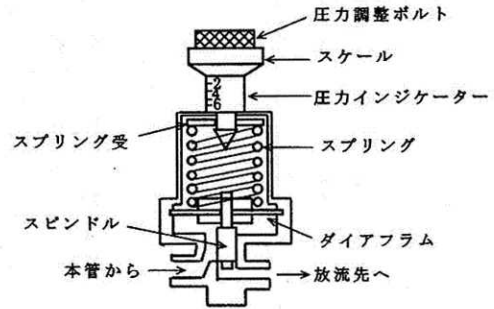


Fig. 6 安全弁概要図
Outline of surge relief valve

Table 2 解析条件
Operating conditions

ケース	A	B	C	D
分水弁閉鎖時間 (s)	20	60	20	20
安全弁 設置位置	なし	なし	定圧弁下流①	パイプライン末端②
口径 (mm)	-	-	φ 200	φ 200
作動圧力標高 (EL. m)	-	-	96	96

3.2.2 解析ケース

パイプラインの末端に設置した分水工のバルブを開操作して通水状態を作成し、その後、分水工のバルブを閉鎖して、通水停止状態を再現した。また、安全弁については、口径は $\phi 200\text{mm}$ とし、設置位置は、Fig. 4に示すように定圧弁直下流①とパイプライン末端②の2カ所を対象とし、作動圧力は定圧弁設定圧力標高+10mとした。なお、解析条件は、Table 2に示すよう設定した。

3.2.3 安全弁による水撃圧抑制効果

ケースA, B, C, Dの解析結果をFigs. 7~10の圧力流量変化図に示す。図中の $H_1 \sim H_3$ は以下に示す管路地点の圧力標高を示している。

H_1 : 定圧弁上流側圧力標高

H_2 : 定圧弁下流側圧力標高

H_3 : パイプライン末端圧力標高

分水工バルブを20sで閉鎖するケースAにおいては、定圧弁が2次側圧力を制御できずに定圧弁の2次側圧力標高 H_2 が、吐水位まで上昇し、定圧弁の下流側圧力が上流側と連続する結果となっている。この現象は、末端分水工のバルブ閉鎖時間が短いために上流側への圧力伝播速度が速くなり、定圧弁の圧力制御機能が対応できなかったものであると考えられる。

一方、分水工バルブを60sで閉鎖するケースBにおいては、流量の増減による圧力変動に対応して、定圧弁の2次側圧力標高 H_2 は設定圧力標高に維持されている。分水工のバルブ閉鎖速度が遅く、新型減圧弁（定圧弁）の減圧機構が十分作動した場合は、定圧弁の2次側圧力は設定圧力に制御されることを示していると考えられる。

安全弁を設置して分水工バルブを20sで閉鎖するケースC, Dにおいては、安全弁を定圧弁直下流とパイプライン末端の何れに設置しても、分水工バルブの閉鎖による圧力上昇に連動して安全弁からの放流が発生し、定圧弁下流側圧力波の上流側への伝播が抑制され、定圧弁2次側圧力が安全弁設定圧力に維持され、安全弁の設置効果が認められる。ケースCとケースDを比較した場合、ケースCは定圧弁下流側のパイプライン区間において末端側ほど水撃圧が大きくなっているが、安全弁をパイプライン末端に設置するケースDでは水撃圧発生地点の直上流で過剰な圧力を放出するため、下流側全体に圧力上昇が小さく抑えられる結果が得られた。

Fig. 11にケースA~Dの最高圧力標高を示すが、分水工バルブを20sで閉鎖したケースAでは定圧弁上下流の圧力が連続して、最高圧力標高は始点圧力標高を全線で上回り、水撃圧がパイプライン全体に波及している。一方、分水工バルブを60sで閉鎖するケースBでは最高圧力標高と定圧弁2次側設定圧力標高がほぼ一致し、

定圧弁による良好な圧力制御結果が得られている。

また、定圧弁下流側に安全弁を設置したケースCでは、安全弁設置地点では圧力は安全弁作動圧に制御されるものの、下流管路の末端に至るほど最高圧力標高が高くなる傾向が得られている。一方、安全弁をパイプライン末端に設置したケースDでは、下流側の最高圧力全体が安全弁作動圧近傍に抑えられる結果が得られている。

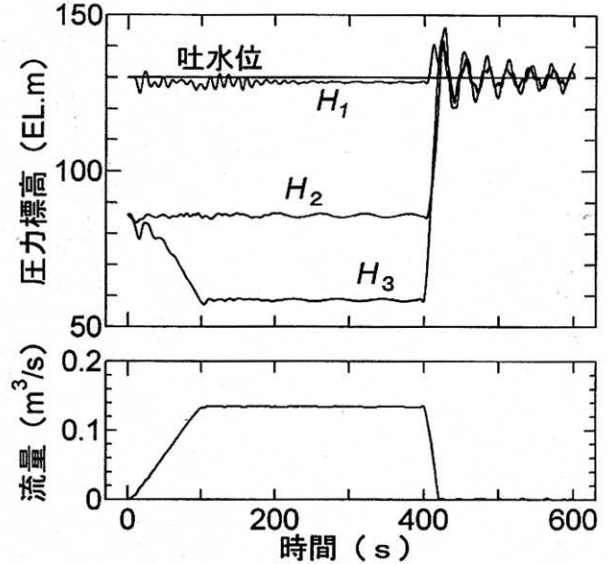


Fig. 7 圧力流量変化図 (ケースA)
Pressure and discharge variations (case A)

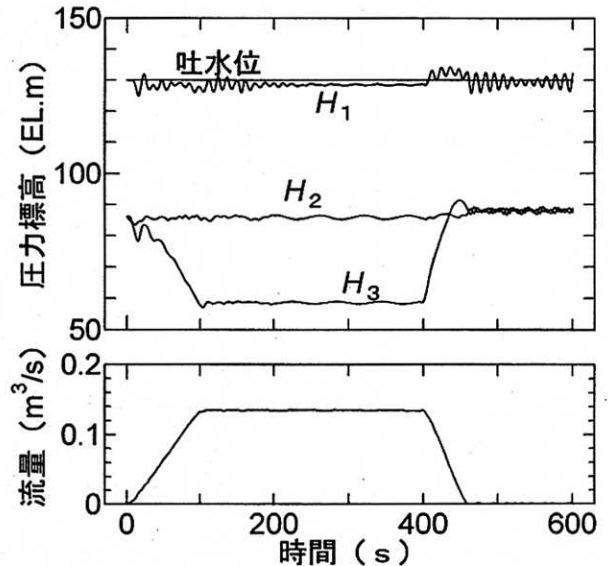


Fig. 8 圧力流量変化図 (ケースB)
Pressure and discharge variations (case B)

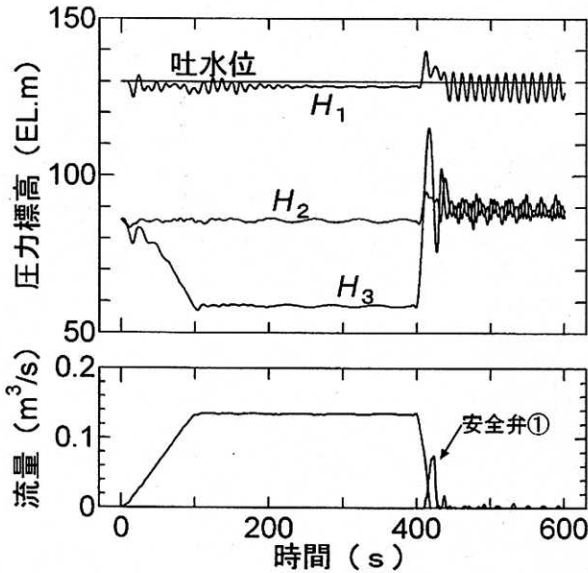


Fig. 9 圧力流量変化図 (ケースC)
Pressure and discharge variations (case C)

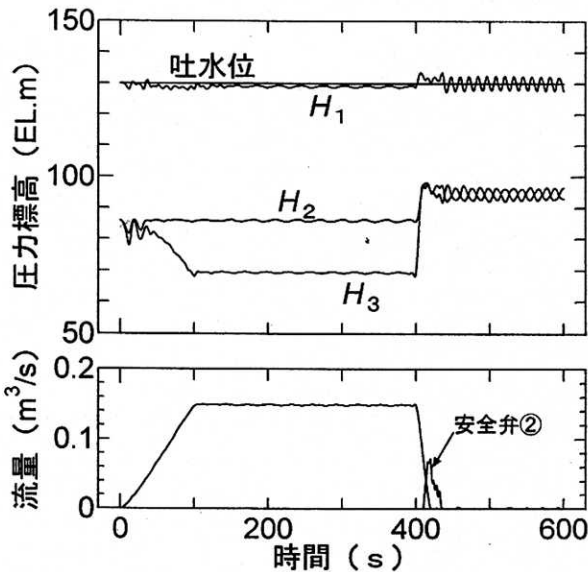


Fig. 10 圧力流量変化図 (ケースD)
Pressure and discharge variations (case D)

4. 二段直列減圧の場合の安全弁による水撃圧対策

ここでは、新型自動減圧弁 (定圧弁) を 2 台直列に配置した場合のパイプラインのシミュレーションを行い、過渡現象を再現して安全弁の配置と容量を検討した。

4.1 想定パイプライン

パイプラインは、著者らが新型自動減圧弁 (定圧弁) を 2 台直列配置した場合の圧力制御機能検討に用いた想

定パイプライン (稲垣; 1998) を一部修正し, Fig. 12 に示す低圧化パイプラインを設定した。

4.2 定圧弁の仕様

定圧弁の 2 次側設定圧力標高は, 上流側の定圧弁 1 を EL80.0m, 下流側の定圧弁 2 を EL30.0m とした。また, 定圧弁の仕様を, Table 3 に示す。

4.3 解析ケース

パイプラインの末端に設置した分水工のバルブを閉鎖する場合を想定して, 水撃圧抑制に効果的な安全弁の設置位置と容量の関係を求める。具体的な, 解析ケースを Table 4 に示す。安全弁はケース I を除いて管路口径と同じ $\phi 200\text{mm}$ とし, ケース I のみ $\phi 100\text{mm}$ とした。

4.4 結果と考察

ケース E ~ I の解析結果を Figs. 13 ~ 17 の圧力流量変化図に示す。図中の H_i は以下に示す管路地点の圧力標高を示している。

- H_1 : パイプライン始点圧力標高
- H_2 : 1 台目定圧弁上流側圧力標高
- H_3 : 1 台目定圧弁下流側圧力標高
- H_4 : 2 台目定圧弁上流側圧力標高
- H_5 : 2 台目定圧弁下流側圧力標高

安全弁を設置しないケース E では, 2 台の定圧弁の 2 次側圧力標高 H_3 と H_5 が始点圧力標高 H_1 まで上昇し, 定圧弁 2 次側圧力を制御できずに, 定圧弁の下流側圧力が上流側圧力と連続する結果となっている。

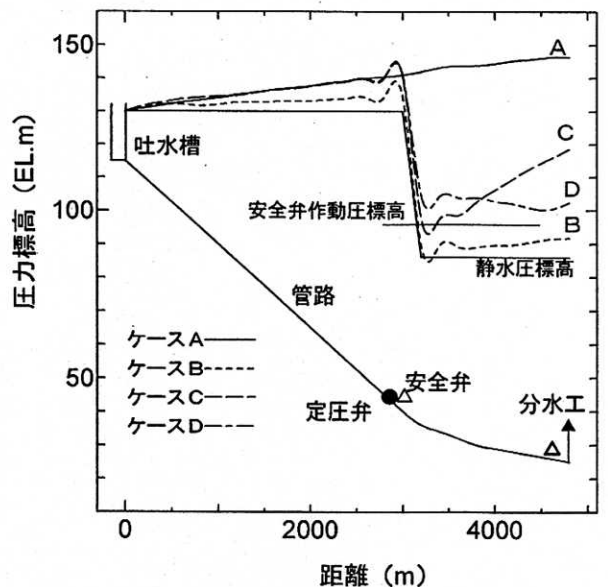
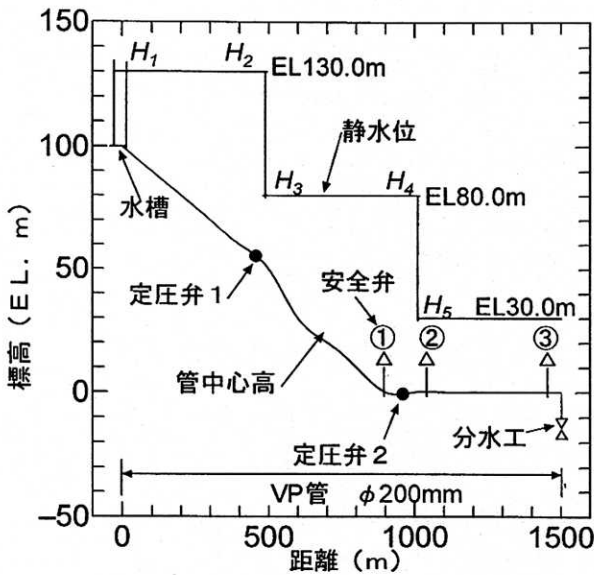


Fig. 11 最高圧力標高縦断面図
Profile of maximum pressure

Table 4 解析条件
Operating conditions

ケース	E	F	G	H	I
分水弁閉鎖時間 (s)	10	10	10	10	10
安全弁①設置位置	なし	なし	なし	定圧弁1上流	定圧弁1上流
口径 (mm)	—	—	—	φ200	φ100
作動圧力標高 (EL. m)	—	—	—	90	90
安全弁②設置位置	なし	なし	定圧弁2下流	なし	なし
口径 (mm)	—	—	φ200	—	—
作動圧力標高 (EL. m)	—	—	40	—	—
安全弁③設置位置	なし	パイプライン末端	パイプライン末端	パイプライン末端	パイプライン末端
口径 (mm)	—	φ200	φ200	φ200	φ100
作動圧力標高 (EL. m)	—	40	40	40	40

Fig. 12 パイプラインシステムモデル
Model of pipeline systemTable 3 定圧弁の仕様
Conditions of constant-pressure valves

項目	記号	単位	定圧弁1
管口径	D	mm	200
管中心高		EL. m	50.0
設定2次側圧力標高	H_2	EL. m	80.0
設定2次側圧力	P_2	kPa	294.0
		Kgf/cm ²	3.0
主ピストン弁体重量	W	N	170.52
		t	0.0174
主ピストン弁抵抗係数	R	N·s/cm	144089.4
		t·s/m	1470.3
主ピストン弁上部面積	A	m ²	0.0570
主ピストン弁上部面積	A_1	m ²	0.0267
主ピストン弁下部面積	A_2	m ²	0.0356
バイパス管面積	a	m ²	0.000050
バネ定数	k	N/cm	2940.0
		t/m	30.0

項目	記号	単位	定圧弁2
管口径	D	mm	200
管中心高		EL. m	0.0
設定2次側圧力標高	H_2	EL. m	30.0
設定2次側圧力	P_2	kPa	294.0
		Kgf/cm ²	3.0
主ピストン弁体重量	W	N	170.52
		t	0.0174
主ピストン弁抵抗係数	R	N·s/cm	114689.4
		t·s/m	1170.3
主ピストン弁上部面積	A	m ²	0.0570
主ピストン弁上部面積	A_1	m ²	0.0267
主ピストン弁下部面積	A_2	m ²	0.0356
バイパス管面積	a	m ²	0.000050
バネ定数	k	N/cm	2940.0
		t/m	30.0

安全弁をパイプラインの末端に設置するケースFでは、安全弁③の過剰圧力放流機能が作動することにより末端管路の圧力上昇が抑制され、定圧弁2の2次側圧力標高 H_5 が設定圧力標高付近に抑えられている。しかし、定圧弁1の下流側の圧力標高 H_3 が設定圧標高に制御できずに、定圧弁1の下流側圧力が上流側と連続する結果となっており、さらに定圧弁2の上流側圧力標高 H_4 が、始点圧力標高 H_1 まで上昇している。

安全弁をパイプライン末端と定圧弁2の直下流に設置するケースGでは、ケースFとほとんど同じ圧力変動を生じている。Fig. 15に安全弁②と③の放出流量を反転させて示しているが、パイプライン末端に設置する安全弁③はケースFと同程度に機能しているのに対して、定圧弁2の直下流に設置する安全弁②の作動は僅に認められる程度である。これは、パイプライン末端の安全弁③により定圧弁2の下流側圧力標高 H_5 が設定圧力標高に制御されたため、定圧弁2の直下流の安全弁②が十分機能

する必要がなかったものと考えられる。

安全弁をパイプライン末端と定圧弁 2 の直上流に設置するケース H では、通水が停止する場合でも、定圧弁 1 の 2 次側圧力標高 H_2 は安全弁設定圧標高に維持され、定圧弁 2 の 2 次側圧力標高 H_3 は定圧弁設定圧標高に維持されている。パイプライン末端に設置する安全弁③はケース F と同程度に機能しており、さらに定圧弁 2 の直上流に設置する安全弁①の明確な作動が認められる。本ケースでは、定圧弁 2 の直上流に設置した安全弁①により過剰な圧力が系内から放出され、定圧弁 2 の上流側パイプラインの圧力が安全弁設定圧に制御されたものと考えられる。

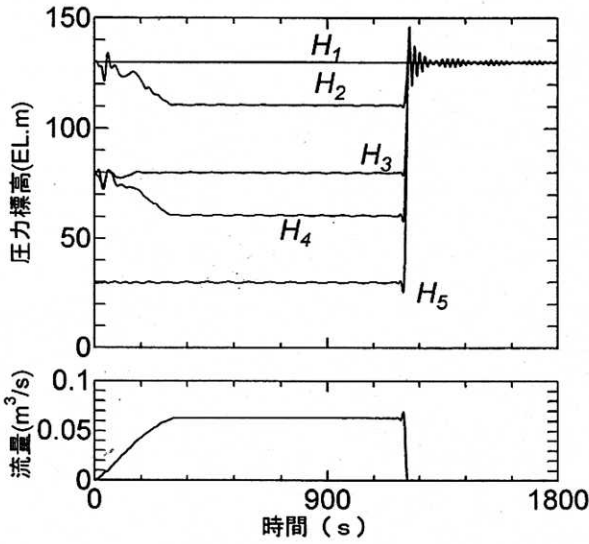


Fig. 13 圧力流量変化図 (ケース E)
Pressure and discharge variations (case E)

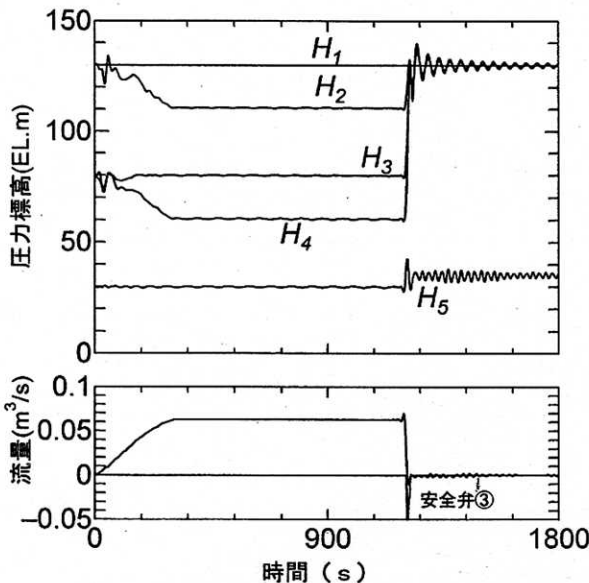


Fig. 14 圧力流量変化図 (ケース F)
Pressure and discharge variations (case F)

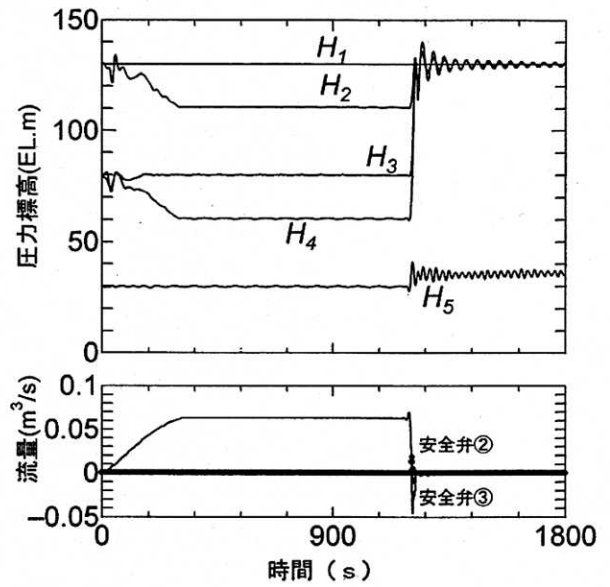


Fig. 15 圧力流量変化図 (ケース G)
Pressure and discharge variations (case G)

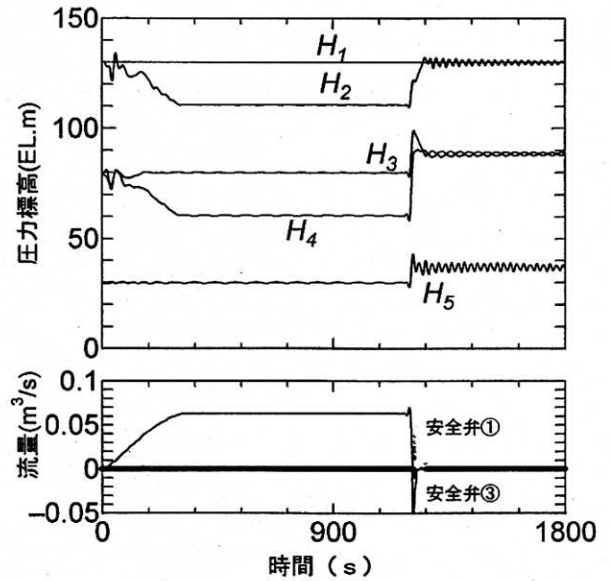


Fig. 16 圧力流量変化図 (ケース H)
Pressure and discharge variations (case H)

ケース I は安全弁の口径を本管口径の半分に規模縮小した場合であるが、パイプライン末端の圧力は最終的に安全弁設定圧に戻るものの、一時的に定圧弁 1 の制御圧力標高を超える現象を生じている。さらに、2 台の定圧弁の 2 次側圧力標高 H_3 と H_4 は始点圧力標高 H_1 に収斂しており、安全弁の容量が小さい場合は圧力上昇を抑制する効果が少ないものと考えられる。

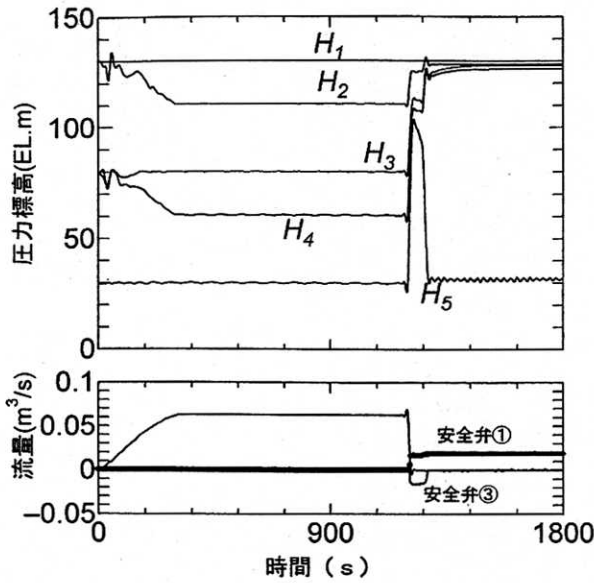


Fig. 17 圧力流量変化図 (ケース I)
Pressure and discharge variations (case I)

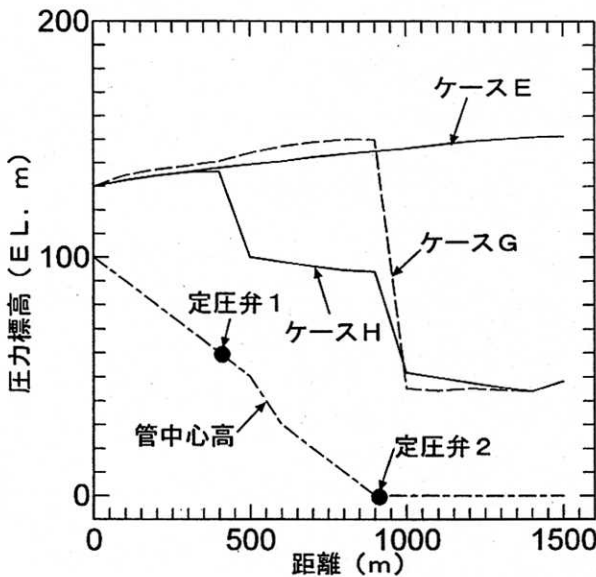


Fig. 18 最高圧力標高縦断面
Profile of maximum pressure

ケース I においては、定圧弁 2 の下流側圧力標高 H_5 が 2 次側設定圧力標高を一時的ではあるが大きく上回り、その後設定圧力標高に戻るが、その間は安全弁③からの放流が行われている。安全弁③からの最大放流量は $0.02 \text{ m}^3/\text{s}$ 程度であり、ケース H の $0.05 \text{ m}^3/\text{s}$ に比べて小さく、放流能力が不足していると考えられる。また、定圧弁 2 の 1 次側圧力が上流側の定圧弁 1 を透過して始点圧力標高付近まで上昇しているため、安全弁①が作動したままとなって放流が継続されている。

Fig. 18 にケース E, G, H の最高圧力標高を示すが、安全弁を設置しなかったケース E では、最高圧力標高は

始点圧力標高を全線で上回っている。一方、安全弁をパイプライン末端と定圧弁 2 の直下流に設置したケース G では、定圧弁 2 の下流側においては圧力は安全弁設定付近に制御されるものの、定圧弁 2 の上流側で始点圧力標高にほぼ一致する結果となっている。安全弁をパイプライン末端と定圧弁 2 の直上流に設置したケース H では管路圧力は所定の設定圧に制御されている。

5. 自動減圧弁の制御タイムスケール

自動減圧弁が要求される動特性は上流側と下流側で全く異なり、下流側ではパイプラインに生じる流量と圧力変動のタイムスケールに追従できる十分に速い弁動作速度を有することが必要であり、上流側へは弁動作が水撃圧の発生要因とならないよう弁動作のタイムスケールを大きくとる必要がある (斎藤ら, 1995)。自動減圧弁の作動タイムスケールをどのように設定するかが低圧化パイプラインシステムにおいて重要であり、パイプラインシステムの応答タイムスケールと制御タイムスケールの観点から定圧弁のシミュレーション結果について整理を行う。

安全弁を設置しない Fig. 13 においては、定圧弁の上下流の圧力が連続しているが、下流側パイプラインの変動応答タイムスケール T_0 が定圧弁の作動タイムスケール T_c より小さく定圧弁の 2 次側圧力制御が機能しなかったことを示すものである。この場合は、定圧弁についてのタイムスケールの関係は (9) 式で表される。

$$T_0 < T_c \quad (9)$$

Figs. 14, 15 において、パイプライン末端に設置した安全弁③により定圧弁 2 の下流管路の圧力上昇が抑制され、定圧弁 2 の圧力制御機構が作動し、定圧弁の 2 次側圧力が設定圧力に制御されているが、これは下流側パイプラインの変動応答タイムスケール T_0 より定圧弁の作動タイムスケール T_c が小さかったことを示すものである。一方、Figs. 14, 15 の定圧弁 2 の上流側圧力標高 H_4 は始点圧力標高 H_1 まで上昇している。これは、定圧弁の作動タイムスケール T_c が上流側パイプラインに水撃圧を発生させないために必要な最小許容タイムスケール T_s より小さいため、上流部パイプラインに過剰な圧力上昇を生じたものと考えられる。従って、定圧弁 2 についてのタイムスケールの関係は (10) 式で表される。

$$T_c < T_s < T_0 \quad (10)$$

一方、Fig. 16 においては定圧弁 2 の直上流に設置した安全弁①により定圧弁 2 の作動に起因する過剰な圧力を系外へ放流した結果、上流側圧力標高 H_3 は定圧弁 2 直上流に設置した安全弁①の設定圧力に制御されている。

上記の検討結果より、自動減圧弁の作動タイムスケール T_c を上流側パイプラインの最小許容タイムスケール T_s より大きく設定することができれば、減圧弁直上流に設置した安全弁に頼ることなく、減圧弁上流側のパイプラインの過剰な圧力上昇を回避できると考えられる。従って、減圧弁の作動タイムスケールについては(11)式を満足するように設定することが望ましいと言える。

$$T_s < T_c < T_o \quad (11)$$

しかし、施設管理の現場においては、下流側パイプラインの変動応答タイムスケールに対する対応を重視して、減圧弁の2次側圧力の制御性を十分に確保するようにするため、タイムスケールの関係が(11)式ではなく、(10)式の関係になることは避けられないものと考えられる。

変動応答及び最小許容タイムスケールは、パイプラインの口径、延長、管体強度、圧力緩衝施設などの管路システム固有の特徴による要因、また減圧弁の作動により発生する外乱が管路流速の変化となって現れて管路システムに影響を与える要因が関連している。さらに、作動タイムスケールは、減圧弁の応答感度の変更により調節が可能であるが、バルブに固有な外乱発生要因となる。従って、各種のタイムスケールは相互に関連しており、管路システムに固有な値ではなく、作動タイムスケールの取り方によって他のスケールの大きさが異なる関係にある。

6. まとめ

自動減圧弁を用いて管種の低級化を図ることを目的とする低圧化パイプラインシステムにおいて、制水工や分水工のバルブ閉操作による通水の急停止が行われた場合、圧力波の伝播速度が速く、減圧弁の2次側圧力制御機構が対応できない時には、発生した水撃圧が減圧弁を透過して上流端へ到達し、管路全体に波及することは避けられないと考えられる。本報文では安全弁を水撃圧抑制対策として用いた場合の効果について、現地のパイプラインを想定した数値モデルによるシミュレーションを適用して検討を行った。新型の自動減圧弁を1台設置した一段減圧の低圧化パイプラインシステムと2台直列に設置した二段直列減圧のシステムを想定し、末端バルブ閉鎖により発生する水撃圧を減少させるのに有効な安全弁の設置位置と容量の関係を求めた。これらの結果を減圧弁とパイプラインの制御タイムスケールの観点から整理すると以下ようになる。

①減圧弁の2次側圧力制御を確実にを行うために、減圧弁の作動タイムスケールは、下流側パイプラインの流量や圧力の変動応答タイムスケールより小さく設定する

必要がある。

②減圧弁の下流側パイプライン全体の変動応答タイムスケールを大きくするためには、パイプライン末端に安全弁を設置するのが有効である。

③減圧弁の作動タイムスケールを下流側の変動応答タイムスケールに対応するために小さくせざるを得ないので、作動タイムスケールが最小許容タイムスケールを下回り、減圧弁の作動が上流側のパイプラインへ過剰な圧力上昇等の不都合な影響を与える可能性がある。

④減圧弁の作動に伴い上流側パイプラインへ何らかの影響が生じることは避けられないので、これを抑制するためには減圧弁の直上流に安全弁を設置するのが有効である。

⑤安全弁の規模の目安は、管路口径 $\phi 200\text{mm}$ 以下であれば同口径、管路口径 $\phi 300\text{mm}$ 以上であれば1ランク下の口径を採用する必要があり、安全弁の口径を絞ると十分な効果を期待できない。

本報文では数値モデルを用いたシミュレーションに基づいて安全弁による水撃圧抑制対策の方向性を示すことができたと考えている。しかし、安全弁の数値モデルが実測値に同定されていないため、その再現性に課題を残しており、特に安全弁の規模については定量的な問題であるので本報文ではその目安を示すに止まっている。

平成10、11年度に官民連携新技術開発研究事業(新技術開発組合代表(株)横田製作所)により供用中のパイプラインを用いて、減圧弁直列配置や安全弁による水撃圧抑制対策の現地試験を行う計画であり、得られたデータに基づいて数値モデルの信頼性の向上を図り、安全弁の設置位置や規模等の問題について確認を行い、低圧化システムのガイドライン作成に繋がりたいと考えている。

〈謝辞〉 実験データの収集に協力いただいた関係各位に感謝申し上げます。本論文を作成するに当たって、宮崎大学農学部 國武昌人教授のご指導を賜った。あわせて厚く感謝する次第である。

引用文献

- 安養寺久男, 凌 祥之, 細川雅敏(1993): 畑地灌漑施設の自動化機器および多目的機器の性能, 農業工学研究所技報第187号, pp. 1~32
- 稲垣仁根, 國武昌人(1996): 新型自動減圧弁による管路圧力の制御技術, 農土誌64(3), pp. 57~62
- 稲垣仁根, 小路順一, 近藤文義(1998): 新型自動減圧弁を直列配置した低圧化パイプラインシステムのシミュレーション, 農土論集196, pp. 27~39
- 岩崎和己(1982): パイプラインの水理設計(その12) - 非常水理計算一, 農土誌50(9), pp. 47~56

- 畑地農業振興会, エイワスプリンクラー(1995):平成6年度
受託機器性能試験結果報告書(減圧弁直列配置)
- 斎藤正樹, 稲垣仁根(1996):自動減圧弁によるパイプラインの
低圧化システムと現地計測, 農土論集183, pp.129~141
- 斎藤正樹, 稲垣仁根(1997):自動減圧弁による低圧化パイプ
ラインの実測とシミュレーション, 農土論集187, pp.111~122
- 斎藤正樹, 三野 徹(1995):パイプラインシステムの応答特性
と制御タイムスケール, 第50回中国四国支部講演会講演要旨,
pp.100~102
- 白石英彦, 岩崎和己(1973):数値モデルによる管路系の非定
常現象の解析, 農土試報告11号, pp.11~27
- 長 勝史, 長 智男, 黒田正治(1987):管路における減圧弁
の動特性(I), 農土論集127, pp.43~50
- 長 勝史, 黒田正治, 長 智男(1988):管路における減圧弁
の動特性(II)-自励振動現象とその発生機構-, 農土論
集135, pp.91~98

[1998. 8. 28. 受稿, 1999. 2. 17. 閲読了]

[この研究論文に対する公開の質疑あるいは討議(4,000字
以内, 農業土木学会論文集編集委員会あて)は, 1999年
10月24日まで受付けます。]

Countermeasure of Water hammer in Pressure-reducing Pipeline System Using Surge Relief Valve

INAGAKI Hitone*, OGURA Kunio**, TUNODA Noriaki*** and KONDO Fumiyoshi****

* *Research Student of the United Graduate School of Agricultural Sciences, Kagoshima University*
(1-21-24, Korimoto, Kagoshima 890-0065, JAPAN)

** *Yokota MFG. Co., Ltd.*(1-3-6 Minamiyoshijima, Naka-ku, Hiroshima 730-0826, JAPAN)

*** *Crown Engineering Co., Ltd.*(2-6-15 Shibakouen, Minato-ku, Tokyo 105-0011, JAPAN)

**** *Faculty of Agriculture, Miyazaki University*
(1-1 Gakuen Kibanadai-nishi, Miyazaki 889-2192, JAPAN)

Abstract

We conducted a field test on a pressure-reducing pipeline system equipped with a new type of automatic control valves for field irrigation, and verified its pressure reducing function, reproducing the results of measurement by simulation using a mathematical model. The simulation of generating status of water hammering pressure brought about by the operation of a diversion device at the end of pipeline revealed that the rapid closeout of the terminal valve propagated pressure wave upstream through the automatic control valves. As a countermeasure for restraining the water hammering pressure, the installation of a surge relief valve was studied. As a result, it was found effective to install the surge relief valve at the end of the pipeline for the downstream side of a pressure-reducing valve(automatic control valve), and it was found effective to additionally install it at the upstream side of a pressure-reducing valve. It was also found that the size of the surge relief valve requires about the same level as the main pipe in terms of diameter.

Key words : Automatic control valve, Pressure-reducing pipeline system, Surge relief valve,
Mathematical model, Simulation