한국소음진동공학회 '93추계학술대회논문집 pp. 35 ~ 41.

체크밸브의 비선형거동에 관한 연구

박철희* 홍성철* 박창배*
(정회원) (정회원)

A Study on the Nonlinear Behavior of Check Valve System

(Chol Hui Pak, Sung Chul Hong, Chang Bae Park)

1. 서 론

산업사회가 발전함에 따라 거대한 플랜트(plant)를 포함하여, 원자력 발전소와 로켓트 등과 같이 구조적 안전성과 정확한 성능의 확보가 극히 중요시되는 설비들이 많이 등장하고 있다. 이들 설비를 구성하고 있는 파이프계(piping system)는 강성 또는 연성재료 및 각종 valve 등으로 구성되어 있기 때문에, 고온 고압 고속의 유체가 파이프 내부를 흐를 때 일으키는 진동현상 및 플랜트의 과도운전 상황에서의 일어나는 수격현상(water hammer 또는 steam hammer)과 이로 기인한 제반 진동문제는 안전성확보 측면에서 많은 관심이 고조되고 있다.

이와 관련되어 유체유발진동에 관한 많은 연구들[1-6]이 수행 되었으며, 파이프계에 장착된 밸브에 대한 연구는 Weaver등[7, 8]에 의하여 실험적, 이론적으로 수행되었다. 그들은 유동방정식에서 비정상 베르누이 방정식을 사용하여 내부유동방정식을 간략하게 유도하였으나, jet flow에 의한 유체의 운동량변화를 고려하지 않고 해석되어 그 결과에 의문이 제기된다. 그러므로 본 연구에서는 체크밸브(check valve)가 부착된 파이프계에서 일어나는 유체유발진동 및 안정성에 관한 이론적 연구를 수행하여, 파이프계의 진동특성을 좌우하는 설계변수의 변화에 따른 계의 안정성 및 동적 응답을 고찰함으로써 파이프계의 설계에 필요한 파라미터의 영향을 파악하고자 한다. 원자력 발전소와 같이 구조적 안정성이 요구되는 플랜트를 국내 기술로 설계 시공하려는 국내 실정에서 이로 인한 파이프계에 발생할 수 있는 유체유발진동과 안정성을 예측할 수 있는 해석이론은 파이프계의 설계 및 운전조건의 선정에 있어서 그 의의가 크다고 할 수 있겠다.

2. 밸브가 부착된 파이프계의 운동방정식

체크밸브(check valve)가 부착된 파이프계를 해석하기 위하여 Fig.1 과 같은 파이프계를 생각하였다.

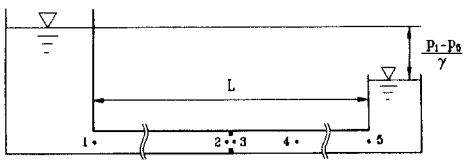


Fig. 1 Pipeline system with check valve.

* 인하대학교 기계공학과

Fig.1에서 체크밸브는 점 2, 3 사이에 설치되고 유체는 압력차에 의해 점 1 에서 점 5 로 흐르게 된다. 이 흐름에 의하여 밸브는 닫히게 되고 밸브를 통과하는 유체의 유속은 증가하게 되어 점 3과 점 4에서 jet flow를 형성하게 된다. 이 jet flow에 의한 운동량 변화가 밸브에 역으로 힘을 작용하게 되어 valve 진동의 원인이 된다. 이러한 밸브 진동 mechanism을 jet flow mechanism[9]이라 한다.

따라서 jet flow mechanism을 고려한 운동방정식을 유도하고 파이프계를 구성하는 특성인자(밸브를 포함)에 따라 밸브는 어떤 동적 안정성 및 운동양상을 보일 것인가에 대한 검토를 수행하고자 한다.

2-1. 내부유체의 지배방정식

파이프의 길이방향과 굽힘 방향의 운동을 무시하고 유체의 wave speed가 유속에 비하여 상당히 크다고 가정하면, 파이프 내부유체의 운동량 방정식과 연속방정식은 다음과 같이 표현된다[6].

$$p' + \rho(\dot{c} + cc') + \rho \frac{f}{2D}|c|c = 0 \tag{1}$$

$$c' = 0 \tag{2}$$

여기서 $(\,)' = \partial/\partial x$ 이고 $\dot{(\,)} = \partial/\partial t$ 이다. 식(1)을 위치구간에 대하여 적분하여 적분방정식으로 근사화하면, 비압축성 유체의 비정상 베르누이 방정식이 아래와 같이 유도된다.

$$\frac{p_i}{\gamma} + \frac{c_i^2}{2g} = \frac{p_j}{\gamma} + \frac{c_j^2}{2g} + h_{Lij} + I_{ij}\frac{dQ}{dt} = 0 \tag{3}$$

여기서, γ는 유체의 비중량, Q는 평균유량, L_{ij}는 적분구간의 거리, A_{ij} 는 적분구간의 파이프 내부 단면적, I_{ij} 는 유체의 inertance 그리고 h_{Lij} 는 적분구간에서의 손실 수두이다. 이때 I_{ij}와 h_{Lij} 는 각각 아래와 같이 표현된다.

$$I_{ij} = \frac{L_{ij}}{g A_{ij}} \tag{4}$$

$$h_{Lij} = f\frac{8L_{ij}}{\pi^2 D_{ij}^5 g} Q^2 \equiv K_i Q^2 \tag{5}$$

적분방정식 식(3)을 이용하여 Fig.1 의 파이프 모델에 구간 별로 적용할 수 있다.

먼저, 밸브를 통과하여 흐르는 흐름에 적용하기 위하여 밸브를 단면적이 변하는 orifice로 가정한다. 이때

orifice의 단면적, 즉 밸브의 유동면적은 A_o 이다. Fig.1의 점 2 와 점 3 구간에 대하여, 구간길이가 상당히 작으므로, 주 손실수두 h_{L23} 과 inertance I_{23}을 무시하면 식(3)은 아래와 같이 된다.

$$\frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} = \frac{p_3}{\gamma} + \frac{v_3^2}{2g} \tag{6}$$

여기서 v_2 는 밸브 입구에서의 유속이고, v_3는 밸브를 통과하는 vena contracta 에서의 유속이다. 이때 연속방정식은 식(2)에 의하여 다음과 같이 표현된다.

$$Q = A_2 v_2 = c_c A_o v_3 \tag{7}$$

여기서 c_c 는 단면확대계수 이고 A_2 는 점 2에서의 유동면적이다. 따라서, 유속 v_3는 속도계수 c_v 의 곱으로써 다음과 같이 유도된다.

$$v_3^2 = \frac{2g c_v^2}{1-(\frac{c_c A_o}{A_2})^2}\left[\frac{p_2-p_3}{\gamma}\right] \tag{8}$$

식(8)를 식(7)에 대입하여 유량으로 표현하면 다음과 같다.

$$Q = c_d A_o \left[\frac{2g c_v^2}{1-(\frac{c_c A_o}{A_2})^2}\left(\frac{p_2-p_3}{\gamma}\right)\right]^{1/2} \tag{9}$$

여기서, c_d 는 유량계수이며, $c_d = c_c\, c_v$ 로 정의된다.

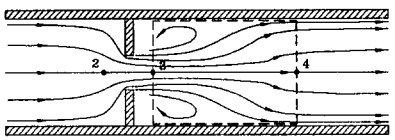


Fig.2 Jet flow in contraction area and control volume.

다음은 구간 3-4에 대하여 적용하기 위하여, 이 구간에 대한 유체의 흐름을 Fig.2 에 도시하였다. 이 구간에서는 밸브를 통과한 빠른 속도의 유체가 jet를 형성하는 구간으로, 이 jet는 완전 확산되어 압력이 회복되는 구간(점 4) 까지 유지된다. 이 구간에 대하여 식(3)은 다음과 같이 적용된다.

$$\frac{p_3}{\gamma} + \frac{v_3^2}{2g} = \frac{p_4}{\gamma} + \frac{v_4^2}{2g} + h_{L34} + I_{34}\frac{dQ}{dt} \tag{10}$$

여기서 손실수두 h_{L34} 는 jet flow의 확산에 의한 손실이 된다. 이 손실은 Fig.2의 검사체적에 대한 운동량 방정식을 적용함으로써 이론적으로 유도될 수 있다. 구간 3-4의 전단응력을 무시하면 운동량방정식은 다음과 같이 된다.

$$(p_3 - p_4)A_4 = \rho A_4 v_4^2 - \rho A_3 v_3^2 + \gamma A_4 I_{34}\frac{dQ}{dt} \tag{11}$$

식(11)을 식(10)에 대입하면, 손실수두 h_{L34} 가 아래와 같이 유도된다.

$$h_{L34} = \frac{v_3^2}{2g}\left(1 - 2\frac{A_3}{A_4}\right) + \frac{v_4^2}{2g} \tag{12}$$

따라서 식(12)를 식(10)에 대입하면, 아래와 같다.

$$\frac{p_3}{\gamma} = \frac{p_4}{\gamma} + \frac{v_4^2}{g} - \frac{v_3^2}{g}\frac{A_3}{A_4} + I_{34}\frac{dQ}{dt} \tag{13}$$

마지막으로, 나머지 구간 1-2, 와 구간 4-5에서 점 1과 점 5에서의 유속은 작다고 가정하여 무시하면, 식(1)은 다음과 같이 된다.

$$\begin{aligned}\frac{p_1}{\gamma} &= \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + h_{L12} + I_{12}\frac{dQ}{dt} \\ \frac{p_4}{\gamma} &= \frac{p_5}{\gamma} + h_{L45} + I_{45}\frac{dQ}{dt} - \frac{v_4^2}{2g}\end{aligned} \tag{14}$$

그러므로, 파이프 전 구간에서의 내부 유량의 지배방정식은 각 구간에서의 적분방정식의 합으로 유도된다. 식(13)과 식(14)를 식(9)에 대입하여, 유량으로 표현하면 다음과 같이 파이프의 내부유량에 대한 비선형 지배방정식이 최종적으로 유도된다.

$$\begin{aligned}Q = c_d A_o\left[1-(\frac{c_c A_o}{A_2})^2\right]^{-1/2}\Big\{&2\frac{p_1-p_5}{\rho} \\ &-\frac{\Psi}{A_2^2}Q^2 + \frac{2}{A_2 c_c A_o}Q^2 - \frac{2L_{eq}}{A_2}\frac{dQ}{dt}\Big\}^{1/2}\end{aligned} \tag{15}$$

여기서,

$$\Psi = a_2^2\sum\frac{K_{ij}}{A_{ij}^2} + 2$$

$$L_{eq} = A_2\sum\frac{L_{ij}}{A_{ij}}$$

2-2. 밸브의 운동방정식

밸브를 Fig.3 에 도시된 바와 같이 1 자유도계로 가정하면 밸브의 운동방정식은 아래와 같이 유도된다.

$$M\frac{d^2x}{dt^2} + C\frac{dx}{dt} + k(x - x_o) + F = 0 \tag{16}$$

여기서 M 은 밸브의 inetia, c 는 감쇄계수, k 는 강성(Stiffness)이고 x_o 는 밸브에 하중이 없을 때의 초기변위이며, F 는 유체에 의해 밸브에 가해지는 동하중이다.

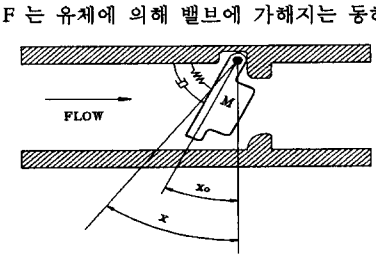


Fig.3 Simplifed check valve model.

동하중 F 는 밸브의 표면에 가해지는 유체의 압력차 Δp 로 부터 유도되며, 그 결과는 다음과 같다.

$$F = \int_S \Delta p\, dS = \int_S (p_2 - p_3)dS = \kappa S \Delta p \tag{17}$$

κ 는 적분상수이고 S 는 밸브의 면적이다. 여기서 압력차 $\Delta p = p_2 - p_3$ 는 식(13)과 식(14)를 대입함으로써 아래와 같이 유도된다.

$$\Delta p = \frac{1}{2}\left\{2(p_1 - p_5) - \frac{\rho\Psi}{{A_2}^2}Q^2 + \frac{2\rho}{A_2 c_c A_o}Q^2 - \frac{2\rho}{A_2}L_{eq}\frac{dQ}{dt}\right\} \tag{18}$$

따라서 밸브의 지배방정식은 다음과 같이 유도된다.

$$M\frac{d^2x}{dt^2} + C\frac{dx}{dt} + k(x - x_o) + \kappa S\Delta p = 0 \tag{19}$$

2-3. 무차원 운동방정식

유도된 운동방정식에서 밸브의 opening area, A_o 는 밸브의 운동변위 x 에 따라 그 면적이 변하게 된다. 따라서 A_o 는 단순히 밸브의 변위 x 에 비례한다고 가정하면 $A_o = Wx$ 로 표시된다. 여기서 W 는 밸브의 기하학적 특성에 따라 결정될 수 있는 비례상수이다. 이항을 식(15) 와 식(19)에 대입하고 무차원화 하면 무차원 방정식을 아래와 같이 얻는다.

$$\frac{d^2\bar{x}}{d\tau^2} + 2\xi\frac{d\bar{x}}{d\tau} + \bar{k}(\bar{x} - \beta) + \frac{1}{2}\mu\left\{\Delta\bar{p} - \Psi\bar{Q}^2 + \frac{2\eta}{c_c\bar{x}}\bar{Q}^2 - \alpha\frac{d\bar{Q}}{d\tau}\right\} = 0 \tag{20}$$

$$\bar{Q} = \frac{c_d\bar{x}}{[\eta^2 - {c_c}^2\bar{x}]^{1/2}}\left\{\Delta\bar{p} - \Psi\bar{Q}^2 + \frac{2\eta}{c_c\bar{x}}\bar{Q}^2 - \alpha\frac{d\bar{Q}}{d\tau}\right\}^{1/2} \tag{21}$$

여기서, 각 무차원 항은 다음과 같다.

$$\omega^2 = \frac{k_r}{M}, \quad \bar{k} = \frac{k}{k_r}, \quad \bar{x} = \frac{x}{d}, \quad \tau = \omega t, \quad \beta = \frac{x_o}{d}, \quad \xi = \frac{C}{2M\omega}, \quad \Delta\bar{p} = \frac{2(p_1 - p_5)}{\rho(\omega\kappa d)^2}, \quad \bar{Q} = \frac{Q}{A_2\omega\kappa d}, \quad \mu = \frac{\rho\kappa^3 Sd}{M}, \quad \eta = \frac{A_2}{Wd}, \quad \alpha = \frac{2L_{eq}}{\kappa d} \tag{22}$$

무차원 운동방정식을 해석하기 위하여 상태방정식 (state-variable equation) 으로 표현하면, 다음과 같다.

$$\{\dot{q}\} = [K]\{q\} + \{f(q)\} \tag{23}$$

여기서

$$[q]^T = [\,q_1,\ q_2,\ q_3\,]^T = [\,\bar{x},\ \dot{\bar{x}},\ \bar{Q}\,]^T$$

$$[K] = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ -\bar{k} & -2\xi & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$(f) = \begin{bmatrix} 0 \\ \bar{k}\beta + \frac{\mu}{2}\frac{{c_c}^2}{{c_d}^2}{q_3}^2 - \frac{\mu}{2}\eta^2\frac{1}{{c_d}^2}\frac{{q_3}^2}{{q_1}^2} \\ \frac{\Delta\bar{p}}{\alpha} - \frac{\eta^2}{\alpha}\frac{1}{{c_d}^2}\frac{{q_3}^2}{{q_1}^2} + \frac{1}{\alpha}\left(\frac{{c_c}^2}{{c_d}^2} - \Psi\right){q_3}^2 + \frac{2\eta}{\alpha c_c}\frac{{q_3}^2}{q_1} \end{bmatrix}$$

3. 안정성 해석

식 (23)의 비선형 방정식의 안정성 해석을 위해 먼저 정적평형점(static equilibrium point or fixed point)를 찾아야 한다. 식(23)에서 time dependent 항을 무시하면, 정적 평형방정식은 아래와 같이 된다.

$$q_{20} = 0 \tag{24}$$

$$-\bar{k}q_{10} - 2\xi q_{20} + \bar{k}\beta + \frac{\mu}{2}\frac{{c_c}^2}{{c_d}^2}{q_{30}}^2 - \frac{\mu}{2}\frac{\eta^2}{{c_d}^2}\frac{{q_{30}}^2}{{q_{10}}^2} = 0 \tag{25}$$

$$-\frac{\eta^2}{\alpha{c_d}^2}\frac{{q_{30}}^2}{{q_{10}}^2} + \frac{1}{\alpha}\left(\frac{{c_c}^2}{{c_d}^2} - \Psi\right){q_{30}}^2 + 2\frac{\eta}{\alpha c_c}\frac{{q_{30}}^2}{q_{10}} + \frac{\Delta\bar{p}}{\alpha} = 0 \tag{26}$$

여기서 q_{10}, q_{20}, q_{30} 은 정적 평형점이다. 식 (24 ~26)으로 부터 q_{10} 과 q_{30}을 구하면 다음과 같다.

$${q_{30}}^2 = \frac{-\Delta\bar{p}\,{q_{10}}^2}{-\frac{\eta^2}{{c_d}^2} + \left(\frac{{c_c}^2}{{c_d}^2} - \Psi\right){q_{10}}^2 + \frac{2\eta}{c_c}q_{10}} \tag{27}$$

$$a_1{q_{10}}^3 + a_2{q_{10}}^2 + a_3 q_{10} + a_4 = 0 \tag{28}$$

여기서

$$a_1 = -\bar{k}\left(\frac{{c_c}^2}{{c_d}^2} - \Psi\right)$$

$$a_2 = -\bar{k}\frac{2\eta}{c_c} - \frac{\mu}{2}\frac{{c_c}^2}{{c_d}^2}\Delta\bar{p} + \bar{k}\beta\left(\frac{{c_c}^2}{{c_d}^2} - \Psi\right)$$

$$a_3 = \frac{\bar{k}\eta^2}{{c_d}^2} + 2\bar{k}\beta\frac{\eta}{c_c}$$

$$a_4 = -\bar{k}\beta\frac{\eta^2}{{c_d}^2} + \frac{\mu}{2}\frac{\eta^2}{{c_d}^2}\Delta\bar{p}$$

따라서 식(27)과 식(28)을 풀면 정적 평형점을 구할 수 있다.

정적 평형점에 관한 안정성해석을 위해 식(23)의 선형화 방정식은 다음과 같이 주어진다.

$$\{\dot{\eta}\} = [J_{ij}]\{\eta\} \tag{29}$$

여기서 $[J_{ij}]$는 Jacobian matrix이고 각 항은 아래와 같다.

$$J_{11} = 0, \quad J_{12} = 1, \quad J_{13} = 0,$$

$$J_{21} = -\bar{k} + \mu\frac{\eta^2}{{c_d}^2}\frac{{q_{30}}^2}{{q_{10}}^3},$$

$$J_{22} = -2\xi,$$

$$J_{23} = \mu\frac{{c_c}^2}{{c_d}^2}q_{30} - \mu\frac{\eta^2}{{c_d}^2}\frac{{q_{30}}^2}{{q_{10}}^2},$$

$$J_{31} = 2\frac{\eta^2}{\alpha{c_d}^2}\frac{{q_{30}}^2}{{q_{10}}^3} - \frac{2\mu}{\alpha c_c}\frac{{q_{30}}^2}{{q_{10}}^2},$$

$$J_{32} = 0,$$

$$J_{33} = -2\frac{\eta^2}{\alpha {c_d}^2}\frac{q_{30}}{{q_{10}}^2} + \frac{2}{\alpha}\left(\frac{{c_c}^2}{{c_d}^2} - \psi\right)q_{30} + \frac{4\eta}{\alpha c_c}\frac{q_{30}}{q_{10}}$$

이때 Matrix $[J_{ij}]$ 의 eigenvalue 는 보통 복소수로 존재하며, eigenvalue 의 실수부의 부호를 조사함으로서 안정성을 판별할 수 있다. 즉, 양이면 불안정이고 음이면 안정하다. 따라서 안정성 해석 방법은 주어진 파라미터 값에 따라 식(27) 과 식(28)로 부터 정적 평형점을 구하고 식(29)의 Jacobian matrix의 eigenvalue를 구함으로써 안정성을 판별하게된다. 또한 무차원 파라미터값은 Weaver등의 연구[7, 8]에서 사용한 파라미터값을 사용하였으며, 그 파라미터값들은 Table 1.과 같다.

Table 1. Nondimensional Parameter used in analysis.

α = 1372	c_d = 0.85
η = 4.64	c_c = 0.8
μ = 0.032	ψ = 41
ζ = 0.45	Δp = 26.7

안정성 해석은 밸브가 항상 일정한 안정영역에서 작동할 수 있도록 하기위한 설계입장에서 가장 유용하게 사용될 수 있다. 그러므로 밸브 구성 인자의 변화에 따른 안정성해석은 필요하다. 체크밸브의 설계 측면에서 stiffness $\bar{k}$ 와 initial opening β는 주요 파라미터가 되므로 앞절에서 언급한 안정성해석 방법에 따라 β-k 평면에서의 안정성 chart를 Fig.4에 도시하였다. Fig.4의 안정성 chart에서 실선은 구하여진 stability boundary이고 그 사이에 불안정 영역이 굽어진 띠 모양을 이룬다. Fig.4의 위쪽 안정영역에서의 특징은 정적 평형점의 값 q_{10}은 양수라는 점이다. 즉 밸브는 open 상태로 안정을 이룬다는 것을 의미한다. 이는 밸브의 spring force가 유체의 정압보다 크게 되기 대문이다. 한편 아래쪽 안정영역에서는 반대로 정적평형점의 값 q_{10}이 음수이다. 이는 밸브의 정적평형점이 밸브운동 반대방향에 존재함을 의미한다. 그러나 밸브는 stopper에 의하여 음의 방향으로 더 이상 움직일 수 없다. 따라서 밸브는 closed 된 상태로 안정을 이룬다. 실제로 check 밸브의 설계측면에서는 closed 된 상태로 안정됨이 바람직하고 파이프계의 구성시 이 안정영역에서 작동될 수 있도록 설계하여야 한다. 띠 모양의 불안정영역에서는 밸브가 열리고 닫힘이 반복적으로 일어나는 자려진동(self excited vibration)이 존재한다. 한편 위쪽 stability boundary는 eigenvalue의 실수부가 영(zero)이 되는 Hopf bifurcation point가 된다.

그 외의 파라미터가 안정성에 미치는 영향을 고찰하기 위하여 Table 1.의 기준 파라미터 값으로부터 알고자 하는 파라미터의 값을 바꾸어 안정성해석을 수행하여 stability의 boundary 변화를 역시 β-k 평면상에서 고찰하였다.

감쇄계수 ζ 의 영향 : 감쇄계수에 대한 안정성변화를 Fig.5에 도시하였다. 감쇄가 커지면 불안정 영역은 감소한다. 그러나 밸브가 닫히면서 안정한 영역의 증가는 일어나지 않는다. 따라서 밸브의 감쇄계수는 큰 의미를 갖지 못한다.

유체 inertance α 의 영향 : 파이프 내부유체의 inertance에 관련된 항으로 상대적으로 파이프의 길이가 길어질 때 α 는 증가한다. 이 영향을 Fig.6에 도시하였다. Fig.6로 부터 α 가 커짐에 따라 stiffness가 작고 α 가 클수록 불안정 영역이 증가됨을 볼 수 있으나, 전체적으로 안정과 불안정 영역의 변화는 크게 없다. 따라서 inertane 의 영향은 크지 않다.

수두손실 ψ 의 영향 : 파이프 내부유동의 마찰 손실에 의한 영향으로, Fig.7에서와 같이 손실이 커지면 불안정 영역은 감소하지만 닫히면서 안정한 영역의 변화는 이루지 못함으로 감쇄계수에 의한 영향에서 고찰한 바와 같이 압력손실은 밸브의 성능 향상 입장에서는 의미를 갖지 못한다.

압력차 Δp 의 영향 : 압력차 의 영향은 Fig.8로 부터 알 수 있다. 압력차가 크면 클수록 불안정영역이 증대되지만, 상대적으로 압력차가 적은 경우 보다 상대적으로 밸브가 닫히면서 안정하게 되는 안정영역이 증가한다. 압력차에 따라 안정성의 영향이 커지므로 밸브설계시 유의 해야한다.

질량비 μ 의 영향 : 이는 밸브의 질량과 유체의 밀도비에 관련되는 파라미터로써 그 영향은 Fig.9에서 볼 수 있다. 이 때의 경향은 압력차에 의한 경우와 유사하다. 상대적으로 밀도가 적은 유체가 흐르는 경우, 즉, 질량비 μ 가 적은 경우 불안정영역은 크게 감소되나 밸브가 닫히면서 안정되는 안정영역의 감소가 압력차의 영향으로 인한 변화와 동일한 양상을 보인다.

4. 동적응답해석

밸브를 포함한 파이프계의 운동방정식(2-22)는 연계된 비선형 방정식이다. 안정성 해석에서와 같이 파라미터 변화에 따른 밸브계의 운동거동 파악은 중요하다. 따라서 파리미터 변화에 따른 동적 응답을 Runge-Kutta method를 사용하여 수치적분함으로써 밸브 및 내부유체의 거동을 파악하고자 한다.

앞 절에서의 안정성해석 결과로 부터 세가지 운동양상이 예상된다. 첫째는 밸브가 열린 상태로 안정하게 되는 영역에서의 운동으로, 밸브의 spring force와 유동에 의한 밸브의 압력차가 균형을 이루며 열린 상태로 정지하는 운동이다. 이러한 운동은 동적으로 안정하나 체크밸브의 역할로는 부적합하다. 둘째는 밸브가 닫히면서 안정하게 되는 운동으로 유동에 의한 밸브에서의 압력차가 밸브의 spring force 보다 크게 되어 닫힌 상태로 정지하게되는 운동이다. 이 운동 역시 동적으로 안정하며 체크밸브의 역할을 충분히 수행하는 적합한 운동이다. 마지막으로, 불안정 영역에서의 운동으로 밸브계가 불안정하여 밸브의 열림과 닫힘이 반복되는 운동이다. 이러한 세가지 양상에 대한 고찰을 중요 파라미터 인 stiffness, $\bar{k}$의 변화에 따라 수행하였고 사용 파라미터 값은 Table 1.과 같다. 수치적분 과정에서 밸브가 stopper

에 부딪칠 때 rebound가 일어나기 때문에 실제로는 반발계수에 대한 고려가 있어야 하지만, 해석의 편리함과 운동 경향의 파악을 위하여 반발계수는 영(zero)으로 하였다.

Fig.10 ~ 12 은 밸브 initial opening β = 0.5인 경우, 밸브 stiffness $\bar{k}$ 를 변화시키면서 고찰한 time domain 응답과 phase plane 상에서의 응답이다. Fig.10에서 stiffness $\bar{k}$ 가 커지면서 변위의 진폭은 증가하고, 진동주기는 커짐을 알 수 있다. Fig.10 ~ 12(a)의 $\bar{k}$ = 0.6 일 때 밸브계는 닫히면서 안정한 영역내에 있기 때문에 응답은 영(zero)에 수렴하고, Fig.10 ~ 12(c)의 $\bar{k}$ = 3.2 일 때는 열리면서 안정한 영역내 있으므로 역시 일정한 값으로 수렴한다. Fig.10 ~ 12(b)의 $\bar{k}$ = 2.4의 경우는 불안정한 영역에서의 응답으로, 응답은 수렴하지 않고 진동이 일어나고 있다. 이때 밸브는 급속하게 열려 열린 상태를 유지하다가 빠르게 닫히는 운동을 반복하며, 이때 변위의 최대 peak에서 최대 유량이 발생하지 않고 밸브가 닫히면서 유량의 최대 peak가 발생한다. 유량과 변위의 관계는 Fig.11(b)에서 잘 볼 수 있다. 또한, Fig.10 ~ 12(b)의 불안정한 영역의 경우, 정상상태운동은 완전한 loop 즉, limit cycle을 형성하여 자려진동이 발생함을 알 수 있다. Fig.10-12의 결과의 관찰을 통하여 더 고찰될 사항은 Fig.11에서 밸브계가 불안정한 경우인 Fig.11(b)에서 limit cycle의 "periodic doubling"이 관측된다. periodic doubling의 변화양상을 좀더 살펴보기 위하여 감쇄계수를 0.1로 하고 Fig.13에 도시하였다. Fig.13(a)에서 periodic doubling 이 더욱 명확하게 관찰할 수 있다. 한편, Fig.13(b)는 Hopf bifurcation point와 매우 근사한 $\bar{k}$ = 3.1에서의 결과로써 equilibrium point를 중심으로한 타원형의 또다른 limit cycle을 형성하고 있다.

5. 결 론

본 연구에서 수행된 연구결과와 고찰을 요약하면 다음과 같다.

1) 파이프에 부착된 밸브를 모델로 하여 체크 밸브의 동적 거동을 예측할 수 있는 이론적 비선형 해석모델을 개발하여 밸브의 비선형진동 mechanism을 규명하였다.

2) 파라미터의 변화에 따른 안정성 해석을 수행하여 Hopf bifurcation의 존재를 규명하였고, 각 설계 파라미터가 안정성에 미치는 영향을 고찰함으로써 파이프계의 설계시 밸브의 진동으로 인한 파이프계의 안전설계에 기반을 마련하였다.

3) 밸브계의 비선형 운동방정식에 대한 동적 거동을 고찰하여 밸브계에 자려진동이 존재함을 입증하였으며, 또한 periodic doubling의 존재를 관찰하였다.

참고문헌

1. Housner, G. W., "Bending Vibrations of a Pipe Line Containing Flowing Fluid," Jounal of Applied Mechanics, Vol.19, 1952, pp. 205-209.
2. Paidoussis, M. P., and Issid, N. T., "Dynamic Stability of Pipes Conveying Fluid," Journal of Sound and Vibration, Vol. 33, 1974, pp.267-294.
3. Chen, S. S., "Dynamic Stability of a Tube Conveying Fluid," Journal of the Engineering Mechanics Division, Proc. of ASCE, Vol. 97, 1971, pp.1469-1485.
4. Wiggert, D. C., R. S. Otwell, and F. J. Hatfield, "The Effect of Elbow Restranit on Pressure Transients," Trans. of ASME, Journal of Fluids Engineering, Vol.107, 1985, pp.403-406.
5. Paidoussis, M. P., and F. C. Moon, "Nonlinear and Chaotic Fluidelastic Vibrations of a Flexible Pipe Conveying Fluid," Journal of Fluid and Structures, Vol.2, 1988, pp.567-591.
6. Lee, U., C. H. Pak, and S. C. Hong, "Dynamics of Piping System with Internal Unsteady Flow," J. of Sound and Vibration, Paper No. P/97/93.
7. Weaver, D. S., F. A. Adubi, and N. Kouwen, "Flow induced Vibrations of a Hydraulic Valve and Their Elimination," ASME J. of Fluids Engineering, Vol.100, 1978, pp.239-245.
8. Weaver, D. S. and S. Ziada, "A Theoretical Model for Self-Excited Vib- rations in Hydraulic Gates, Valves and Seals," ASME J. of Pressure Vessel Technology.
9. Kolkman, P. A., "Flow-induced Gate Vibration," PhD Thesis, Delft Hydraulics Lab. Publication No. 164, 1976.

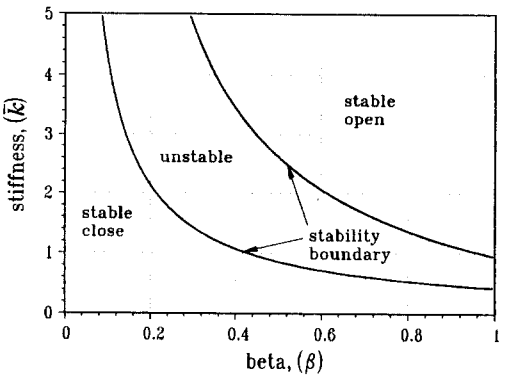


Fig. 4 Stability chart of check valve system

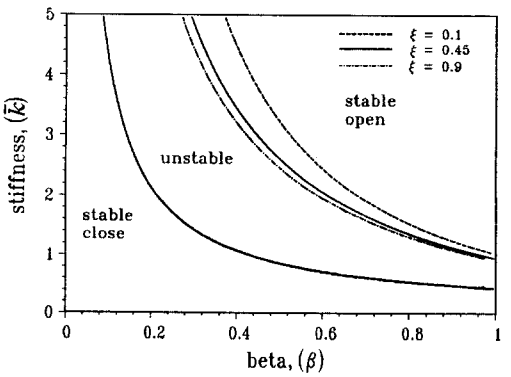


Fig.5 Effect of damping factor on stability of valve system.

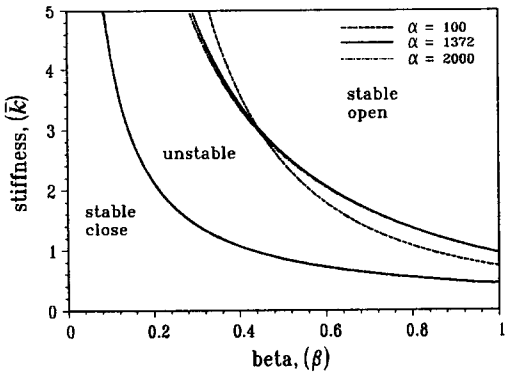


Fig.6 Effect of fluid inertia on stability of valve system.

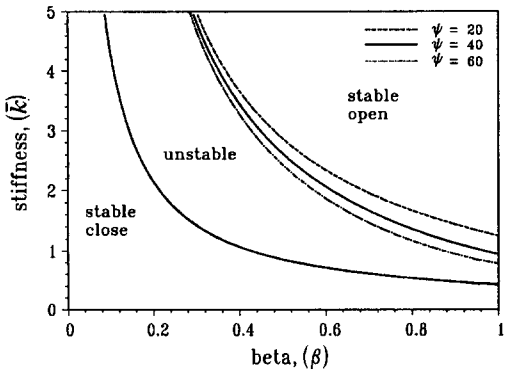


Fig.7 Effect of head loss on stability of valve system.

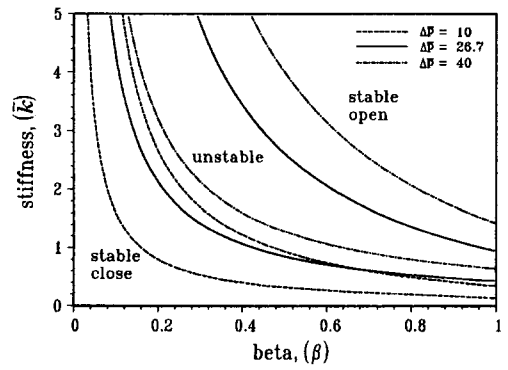


Fig.8 Effect of pressure difference on stability of valve system.

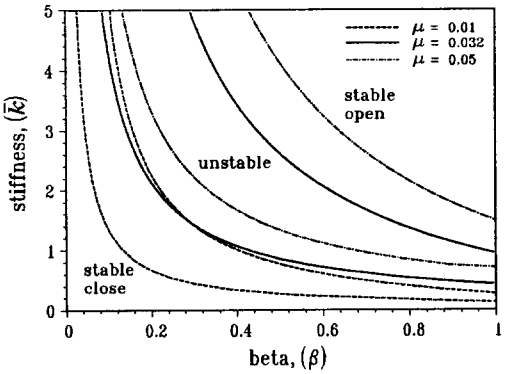
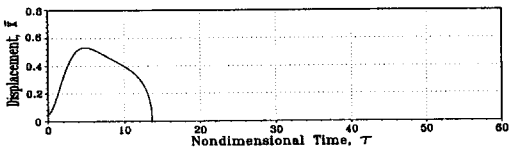
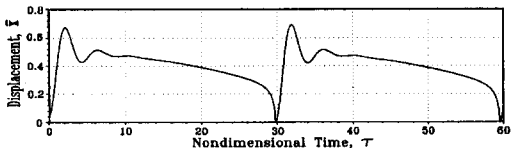


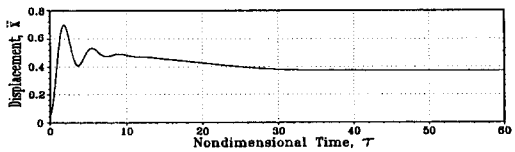
Fig.9 Effect of mass ratio on stability of valve system.



(a) $\bar{k}$ = 0.6

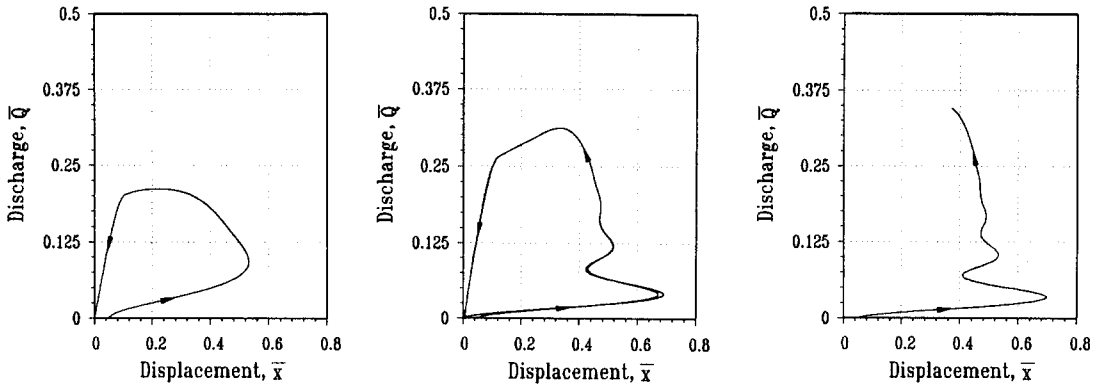


(b) $\bar{k}$ = 2.4



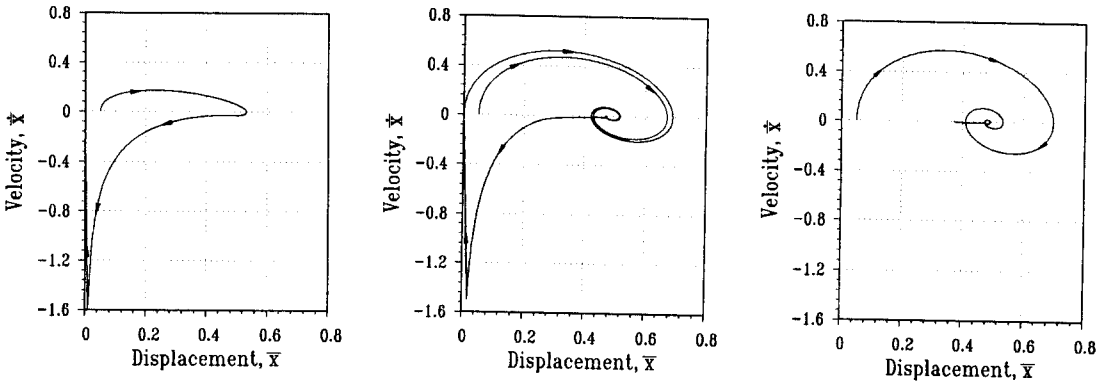
(c) $\bar{k}$ = 3.2

Fig. 10 Time response of displacement at β = 0.5



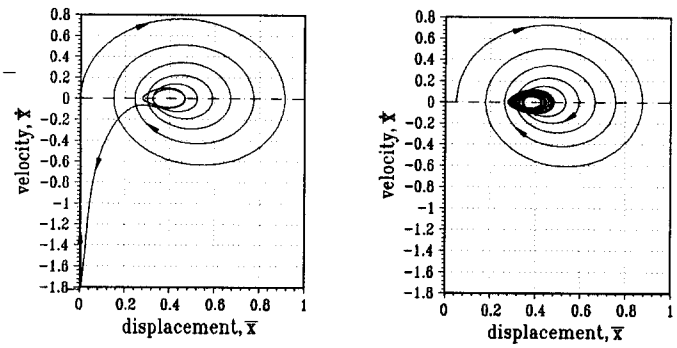
(a) $\bar{k}$ = 0.6 (b) $\bar{k}$ = 2.4 (c) $\bar{k}$ = 3.2

Fig. 11 Dynamic response on $\bar{x} - \bar{Q}$ plane at β = 0.5



(a) $\bar{k}$ = 0.6 (b) $\bar{k}$ = 2.4 (c) $\bar{k}$ = 3.2

Fig. 12 Dynamic repsonse on $\bar{x} - \dot{\bar{x}}$ plane at β = 0.5



(a) $\bar{k}$ = 2.8 (b) $\bar{k}$ = 3.1

Fig.13 Phase diagram response at β = 0.5