

탄성 지지된 밸브 배관계의 안정성에 미치는 크랙의 영향

허관도*, 손인수#

Crack Effects on Dynamic Stability of Elastically Restrained Valve-pipe System

Kwan-Do Hur*, In-Soo Son#

(Received 20 March 2011; received in revised form 23 June 2011; accepted 24 June 2011)

ABSTRACT

The dynamic instability and natural frequency of elastically restrained pipe conveying fluid with the attached mass and crack are investigated. The pipe system with a crack is modeled by using extended Hamilton's Principle with consideration of bending energy. The crack on the pipe system is represented by a local flexibility matrix and two undamaged beam segments are connected. In this paper, the influence of attached mass, its position and crack on the dynamic stability of a elastically restrained pipe system is presented. Also, the critical flow velocity for the flutter and divergence due to the variation in the position and stiffness of supported spring is studied. Finally, the critical flow velocities and stability maps of the pipe conveying fluid with the attached mass are obtained by the changing parameters.

Key Words : Open Crack(개구형 크랙), Stability(안정성), Flutter/Divergence Instability(플러터/좌굴 불안정), Pipe Conveying Fluid(유체이송 파이프), Attached Mass(부가질량)

1. 서 론

파이프 시스템은 일반 건축물 및 기계 장치에서 흔히 볼 수 있는 구조물로서 이러한 시스템은 내부 유체의 영향에 의하여 불안정을 유발하고^[1], 밸브 등과 같은 부가질량이 존재하는 경우 유속과 부가질량의 크기 및 위치의 연성관계에 의하여 배관계의 진동특성 및 안정성을 변화시킨다^[2]. 또, 구조손상의 하나인 크랙은 구조물의 안정성에 큰 영향을 미치는 요소로서

파이프 시스템에 크랙과 같은 결함이 존재하는 경우 구조물의 불안정을 유발하는 유체와 크랙의 연성관계에 의한 시스템의 안정성을 판단하는 것은 공학적으로 매우 중요한 문제라 할 수 있다. Paidoussis^[3]는 이론 및 실험을 통하여 유체유동 파이프의 진동특성과 동적 안정성에 관한 많은 연구결과를 선형 및 비선형 영역에 걸쳐서 발표하였다. 또 파이프 구조물에 부가질량이 존재하는 경우 부가질량의 위치와 크기변화에 따른 계의 동적 안정성에 대한 연구 결과^[4]와 파이프 형태의 중공 축에 크랙이 존재하는 경우 크랙의 영향에 따른 보의 동적특성에 관한 연구결과가 발표되었다^[5]. 최근에는 탄성 지지된 밸브 배관계의 동적 불안정에 대한 연구를 통하여 계의 불안정에 미치는 부가

* 동의대학교 기계공학과

교신저자 : 동의대학교 기계공학과

E-mail : isson92@deu.ac.kr

질량 및 지지 스프링의 영향을 보였으며, 크랙과 끝단 질량을 가진 회전하는 유체유동 파이프의 임계 유속을 파악하고 계의 동적 안정성에 미치는 크랙과 끝단 질량의 영향에 대한 연구결과가 발표되기도 하였다 [6,7].

하지만 이들 선행 연구에서는 크랙을 가지고 탄성 지지 된 유체유동 파이프의 동적 불안정 특히, 좌굴 / 플러터 불안정 영역에 미치는 크랙의 영향에 대한 연구는 드문 실정이다. 따라서 이 연구에서는 밸브 등을 부가질량으로 간주하고 밸브를 보호하기 위하여 배관계를 지지하는 스프링 상수와 그 위치, 그리고 크랙의 영향에 의한 배관계의 동적 안정성을 수치해석을 통하여 연구하였다.

2. 시스템 모델링

Fig. 1은 크랙과 부가질량을 가지고 스프링으로 탄성 지지된 유체유동 파이프 시스템을 나타낸 것이다. 여기서 L 은 파이프의 전체 길이를 나타내며, m_v 와 x_v 는 각각 밸브를 형상화 한 부가질량과 그 위치를 나타낸다. K 와 x_k 는 파이프를 탄성 지지하는 스프링 강성과 지지 위치를 표현하고 있으며, U 와 x_c 는 각각 파이프 내부에 흐르는 유체의 속도와 크랙의 위치를 의미한다. Fig. 2는 크랙이 존재하는 부분에서의 파이프 단면을 나타낸 것이다. 여기서 $2b$ 와 θ 는 각각 단순 지지 파이프에 존재하는 크랙의 z 축방향의 길이, 그리고 전체 크랙의 반각(half-angle)을 의미한다.

2.1 크랙 모델링

부가질량을 갖는 유체유동 파이프의 안정성에 미치는 크랙의 영향을 연구하기 위하여 먼저 크랙에 대한 모델링을 수행한다. 일반적으로 보 구조물에 크랙이 존재하면 그 위치에서 강성변화가 발생하며 이러한 강성변화에 의한 추가적 변위 u_i 를 이용한 유연행렬 ($C_{i,j}$)로 표현할 수 있으며 다음과 같다 [8].

$$u_i = \frac{\partial}{\partial P_j} \int_{-b}^b \int_0^{a_c} J dy dz \quad (1)$$

$$C_{i,j} = \frac{\partial u_i}{\partial P_j} = \frac{\partial^2}{\partial P_i \partial P_j} \left[\int_{-b}^b \int_0^{a_c} J dy dz \right] \quad (2)$$

여기서 $P_{i,j}$ 는 각각 i, j 방향에서의 힘이고, J 는 변형을 에너지 밀도함수로써 다음과 같이 간단히 표현할 수 있다.

$$J = \frac{1}{E^*} (K_{LM})^2 \quad (3)$$

여기서 E^* 은 평면변형에 대하여 $E^* = E/(1-\nu^2)$ 로 표현되며, K_{LM} 과 ν 는 각각 모멘트에 의한 응력집중계수와 Poisson 비를 나타낸다. 또, E 는 영계수이다. 중공축 원형단면인 경우 모멘트에 의한 응력집중계수는 다음과 같다 [5,7].

$$K_{LM} = \frac{M_b}{\pi R^2 t_p} \sqrt{\pi R \theta} F_b(\theta) \quad (4)$$

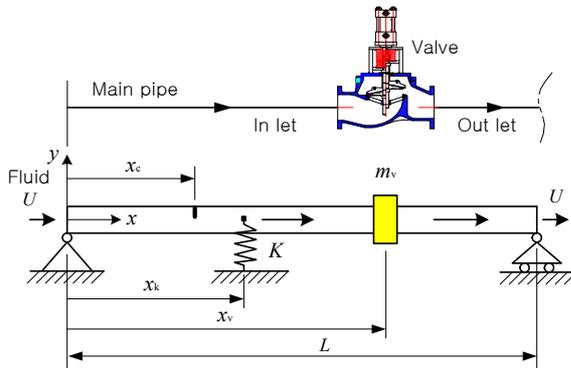


Fig. 1 Geometry of analytical pipe conveying fluid

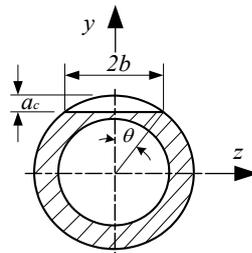


Fig. 2 Cross section of pipe

여기서 M_b 는 굽힘 모멘트이고, t_p 는 파이프의 두께, R 은 $(R_o + R_i)/2$ 를 의미한다. R_o 와 R_i 는 각각 파이프의 외경과 내경을 나타낸다. 또 $F_b(\theta)$ 와 A_t 는 각각 다음과 같다^[5].

$$F_b(\theta) = 1 + A_t \left[4.5967 \left(\frac{\theta}{\pi} \right)^{1.5} + 2.6422 \left(\frac{\theta}{\pi} \right)^{4.24} \right] \quad (5)$$

$$A_t = \begin{cases} \left(0.125 \frac{R}{t_p} - 0.25 \right)^{0.25} & \text{for } 5 \leq \frac{R}{t_p} \leq 10, \\ \left(0.4 \frac{R}{t_p} - 3.0 \right)^{0.25} & \text{for } 10 \leq \frac{R}{t_p} \leq 20 \end{cases} \quad (6)$$

식 (3)~(6)을 식 (2)에 대입하면 유연행렬을 얻을 수 있으며, 해석에 필요한 스프링 상수 K_c 는 식 (2)의 역수를 구함으로써 얻을 수 있다.

2.2 계의 운동방정식

Fig. 1에 나타난 전체 계의 운동방정식은 오일러-베르누이 보 이론을 적용하고 확장된 Hamilton 원리를 이용하면 크랙이 존재하는 위치에 따라 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} EI \frac{\partial^4 y_n(x,t)}{\partial x^4} + MU^2 \frac{\partial^2 y_n(x,t)}{\partial x^2} \\ + 2MU \frac{\partial^2 y_n(x,t)}{\partial x \partial t} + K \delta(x - x_k) y_n(x,t) \\ + [m + M + m_v \delta(x - x_v)] \frac{\partial^2 y_n(x,t)}{\partial t^2} = 0, \end{aligned} \quad (7)$$

$$x_{n-1} < x < x_n, \quad n = 1, 2$$

여기서 $y(x,t)$ 는 횡방향 변위, δ 는 디랙델타 함수(Dirac delta function)를 의미한다. M 과 m 은 각각 유체 및 파이프의 단위길이당 질량을 나타낸다. 일반적으로 부가질량의 회전관성 모멘트는 계의 진동특성을 미치는 영향이 작으므로^[9] 이 연구에서는 그 영향을 무시하고 해석을 수행하였다. n 은 크랙으로 인한 파이프의 분할구간 수를 의미한다. 또 경계조건과 크랙위치에서의 연속조건은 각각 다음과 같다.

$$\begin{aligned} y(0,t) = 0, \quad \frac{\partial^2 y(0,t)}{\partial x^2} = 0, \\ y(L,t) = 0, \quad \frac{\partial^2 y(L,t)}{\partial x^2} = 0 \end{aligned} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} K_c \left(\frac{\partial y_2(x_c,t)}{\partial x} - \frac{\partial y_1(x_c,t)}{\partial x} \right) = \frac{\partial^2 y_2(x_c,t)}{\partial x^2}, \\ y_1(x_c,t) = y_2(x_c,t), \quad \frac{\partial^2 y_1(x_c,t)}{\partial x^2} = \frac{\partial^2 y_2(x_c,t)}{\partial x^2}, \\ \frac{\partial^3 y_1(x_c,t)}{\partial x^3} = \frac{\partial^3 y_2(x_c,t)}{\partial x^3} \end{aligned} \quad (9)$$

식 (7)의 횡변위에 대한 운동방정식의 일반해는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} y_n(x,t) = Y_n(x) e^{i\Omega t}, \\ (x_{n-1} < x < x_n, \quad n = 1, 2) \end{aligned} \quad (10)$$

여기서 Ω 는 파이프의 진동수이며 $i = \sqrt{-1}$ 이다. 계산의 편의와 연구 결과의 일반화를 위하여 다음과 같은 무차원 파라미터들과 좌표를 정의하였다.

$$\begin{aligned} \tau = \sqrt{\frac{EI}{M+m}} \frac{t}{L^2}, \quad u = \sqrt{\frac{M}{EI}} LU, \quad \xi_v = \frac{x_v}{L}, \\ \beta = \frac{M}{M+m}, \quad \mu = \frac{m_v}{(M+m)L}, \quad \eta = \frac{y}{L}, \\ \xi = \frac{x}{L}, \quad \xi_k = \frac{x_k}{L}, \quad \xi_c = \frac{x_c}{L}, \quad k = \frac{KL^3}{EI}, \\ \omega = \Omega L^2 \sqrt{\frac{M+m}{EI}} \end{aligned} \quad (11)$$

식 (10)을 이용하면 다음과 같이 크랙의 위치에 따른 계의 무차원 운동방정식을 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} 1) \quad 0 \leq \xi_v \leq \xi_c; \\ \text{if } 0 \leq \xi_k \leq \xi_c \\ \eta_1'''' + u^2 \eta_1'' + 2u\beta^{1/2} \dot{\eta}_1' + k\delta(\xi - \xi_k) \eta_1 \\ + \{1 + \mu\delta(\xi - \xi_v)\} \ddot{\eta}_1 = 0, \quad (0 \leq \xi \leq \xi_c); \end{aligned} \quad (12a)$$

$$\eta_2'''' + u^2 \eta_2'' + 2u\beta^{1/2} \dot{\eta}_2' + \ddot{\eta}_2 = 0, \quad (\xi_c \leq \xi \leq 1), \quad (12b)$$

else,

$$\eta_1'''' + u^2\eta_1'' + 2u\beta^{1/2}\dot{\eta}_1' + \{1 + \mu\delta(\xi - \xi_v)\}\ddot{\eta}_1 = 0, (0 \leq \xi \leq \xi_c); \quad (12c)$$

$$\eta_2'''' + u^2\eta_2'' + 2u\beta^{1/2}\dot{\eta}_2' + k\delta(\xi - \xi_k)\eta_2 + \ddot{\eta}_2 = 0, (\xi_c \leq \xi \leq 1), \quad (12d)$$

II) $\xi_c \leq \xi_v \leq 1$

if $0 \leq \xi_k \leq \xi_c$

$$\eta_1'''' + u^2\eta_1'' + 2u\beta^{1/2}\dot{\eta}_1' + k\delta(\xi - \xi_k)\eta_1 + \ddot{\eta}_1 = 0, (0 \leq \xi \leq \xi_c); \quad (13a)$$

$$\eta_2'''' + u^2\eta_2'' + 2u\beta^{1/2}\dot{\eta}_2' + \{1 + \mu\delta(\xi - \xi_v)\}\ddot{\eta}_2 = 0, (\xi_c \leq \xi \leq 1), \quad (13b)$$

else,

$$\eta_1'''' + u^2\eta_1'' + 2u\beta^{1/2}\dot{\eta}_1' + \ddot{\eta}_1 = 0, (0 \leq \xi \leq \xi_c); \quad (14c)$$

$$\eta_2'''' + u^2\eta_2'' + 2u\beta^{1/2}\dot{\eta}_2' + k\delta(\xi - \xi_k)\eta_2 + \{1 + \mu\delta(\xi - \xi_v)\}\ddot{\eta}_2 = 0, (\xi_c \leq \xi \leq 1), \quad (14d)$$

또, 계의 무차원 경계조건과 크랙위치에서의 연속 조건은 각각 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \xi = 0, \quad \eta(\xi, \tau) = 0 \quad \text{and} \quad \frac{\partial^2 \eta(\xi, \tau)}{\partial \xi^2} = 0, \\ \xi = 1, \quad \eta(\xi, \tau) = 0 \quad \text{and} \quad \frac{\partial^2 \eta(\xi, \tau)}{\partial \xi^2} = 0 \end{aligned} \quad (15)$$

$$\begin{aligned} k_c \left(\frac{\partial \eta_2(\xi_c, \tau)}{\partial \xi} - \frac{\partial \eta_1(\xi_c, \tau)}{\partial \xi} \right) &= \frac{\partial^2 \eta_2(\xi_c, \tau)}{\partial \xi^2}, \\ \eta_1(\xi_c, \tau) = \eta_2(\xi_c, \tau), \quad \frac{\partial^2 \eta_1(\xi_c, \tau)}{\partial \xi^2} &= \frac{\partial^2 \eta_2(\xi_c, \tau)}{\partial \xi^2}, \quad (16) \\ \frac{\partial^3 \eta_1(\xi_c, \tau)}{\partial \xi^3} &= \frac{\partial^3 \eta_2(\xi_c, \tau)}{\partial \xi^3} \end{aligned}$$

식 (10)으로 정의된 해를 무차원화 하여 운동방정식에 대입한 후, 양변에 $Y(\xi)$ 를 곱하고 0에서 1까지 적분한 다음 고유함수의 직교성을 이용하면 행렬형태의 식을 얻는다. 이 식으로부터 계의 고유진동수를 구할 수 있다.^[2]

3. 수치해석결과 및 고찰

수치해석을 통하여 유도한 계의 운동방정식을 이용하여 부가질량을 가지고 탄성 지지된 유체유동 파이프의 안정성에 미치는 크랙의 영향에 대하여 연구하였다. 이 연구에서는 2차 모드까지를 Galerkin 방법으로 해석하여 임계유속을 결정하여 계의 안정성을 판단하였다^[3]. 일반적으로 부가질량의 크기변화에 따른 진동특성은 잘 알려져 있으므로^[4,6] 이 연구에서 밸브를 형상화한 부가질량의 크기를 0.2로 항상 일정하다고 가정하였다. 또 무차원 크랙의 크기는 $\alpha = \theta/\pi$ 로 정의된다.

Fig. 3은 계의 안정 및 불안정 영역을 설명하기 위하여 파이프 내부에 흐르는 유체의 속도에 따른 계의 고유진동수 변화를 나타낸 것이다. 여기서 가로축은 무차원 유속, 세로축은 무차원 고유진동수의 실수부 값을 의미한다. 무차원 스프링 상수 및 위치는 각각 100, 0.5이고 파이프와 유체의 질량비 β 와 부가질량의

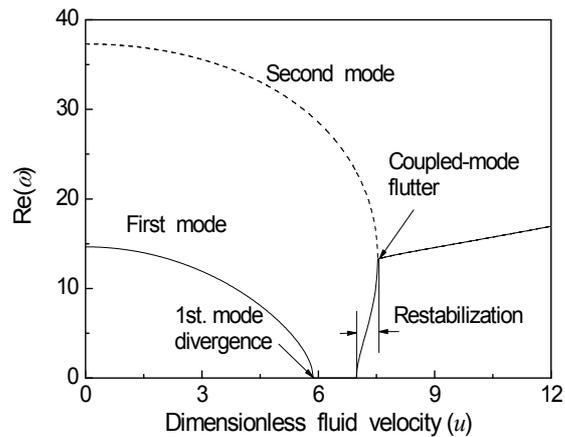
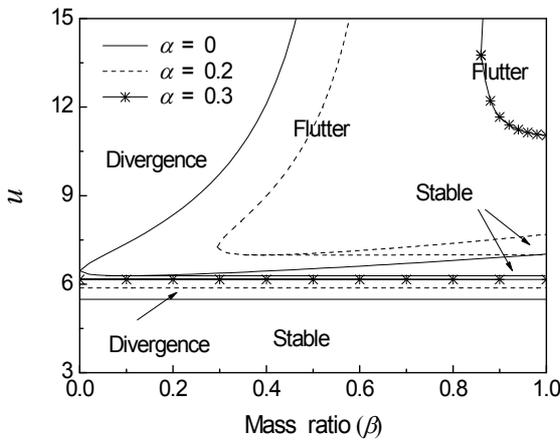
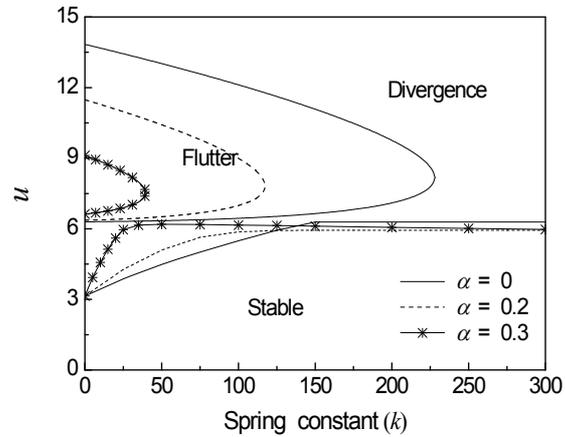


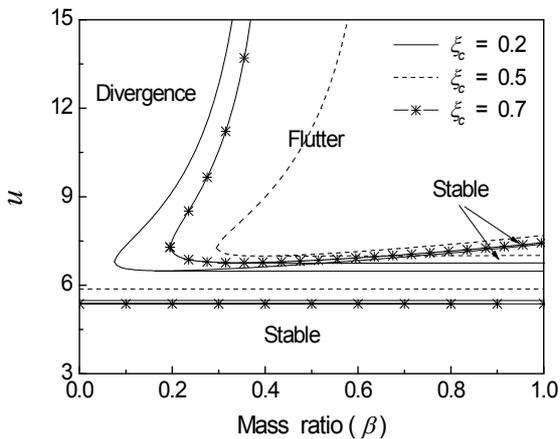
Fig. 3 Real component frequency of elastically restrained pipe conveying fluid with attached mass and crack



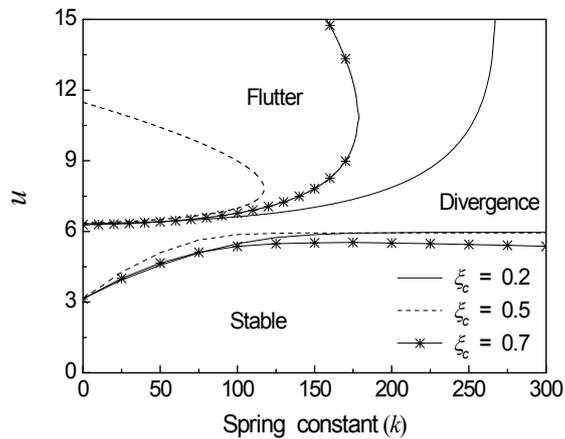
(a) Effect of crack depth($\xi_c = 0.5$)



(a) Effect of crack depth($\xi_c = 0.5$)



(b) Effect of crack position($\alpha = 0.2$)



(b) Effect of crack position($\alpha = 0.2$)

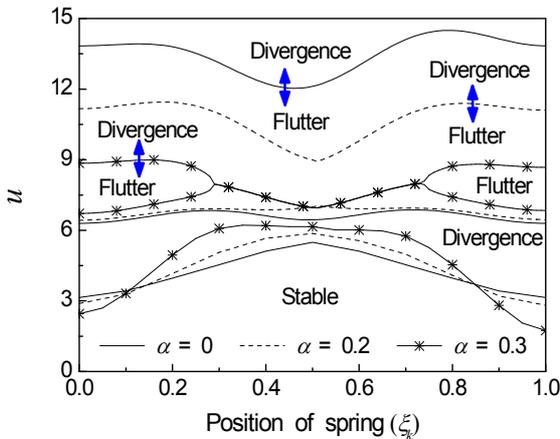
Fig. 4 Map of different kinds of instabilities for pipe conveying fluid($\xi_v = 0.4$, $\xi_k = 0.5$ and $k = 100$)

Fig. 5 Map of different kinds of instabilities for pipe conveying fluid($\beta = 0.4$, $\xi_v = 0.4$ and $\xi_k = 0.5$)

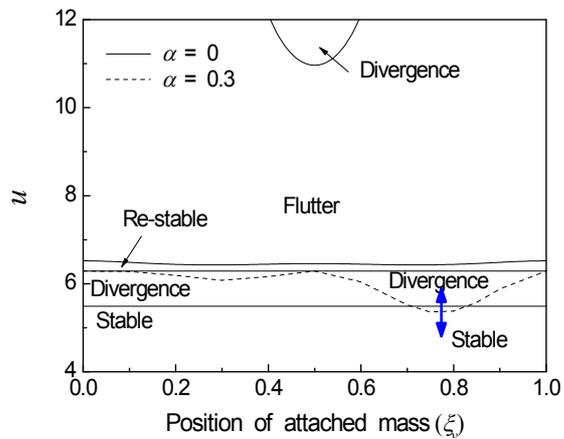
위치는 각각 0.9와 0.4이다. 크랙의 크기 및 위치는 0.2, 0.5이다. 유속이 증가하면서 먼저 1차 모드의 영향에 의해서 계는 좌굴 불안정이 일어나며, 유속이 $6.97 < u < 7.55$ 의 영역에서는 계는 다시 안정이 된다. $7.55 < u$ 에서는 1, 2차 모드의 연성에 의하여 계는 플러터 불안정이 발생한다.

Fig. 4는 부가질량과 스프링의 위치가 각각 0.4, 0.5이고 스프링 상수가 100인 경우 크랙의 영향에 의한 파이프 시스템의 안정, 좌굴 및 플러터 불안정 영역을 표현한 것이다. 여기서 가로축은 무차원 질량비 β , 세로축은 유속 u 를 나타낸다. Fig. 4(a)는 크랙의 위치가

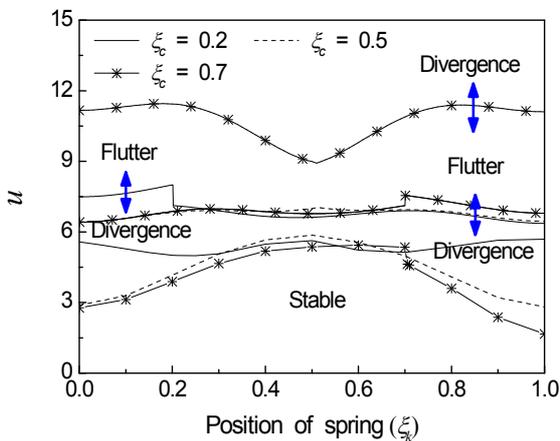
0.5로 일정한 경우, 크랙의 크기에 의한 결과로서 크랙의 크기가 클수록 플러터 불안정 영역이 줄어든다는 것을 알 수 있다. 특히, 크랙의 크기가 클수록 임계유속은 더 커지며 크랙이 비교적 큰 0.3인 경우 재안정화 영역이 나타나지 않음을 알 수 있다. Fig. 4(b)는 크랙의 크기가 0.2로 일정한 경우 크랙의 위치에 의한 계의 불안정 및 안정영역을 나타낸 것이다. 크랙의 위치가 계의 가운데 위치하는 경우 임계유속의 값이 가장 크고, 플러터 영역은 가장 작다는 것을 알 수 있다. 크랙의 위치 및 질량비가 모두 0.2인 경우 유속이 증가함에 따라 파이프 시스템은 ‘안정 → 좌굴 불안정 → 플러터



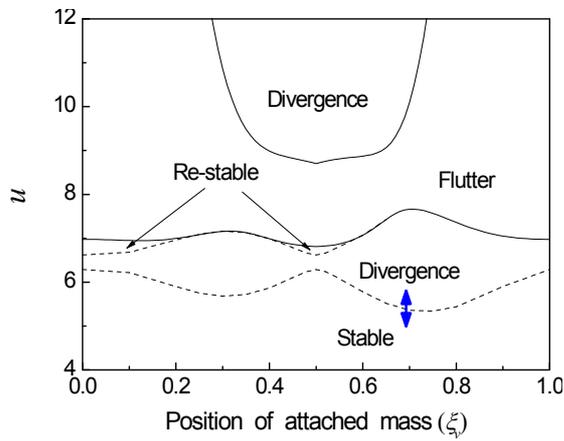
(a) Effect of crack depth($\xi_c = 0.5$)



(a) $\alpha = 0, 0.3$ and $\xi_c = 0.5$



(b) Effect of crack position($\alpha = 0.2$)



(b) $\alpha = 0.2$ and $\xi_c = 0.5$

Fig. 6 Map of different kinds of instabilities for pipe conveying fluid($\beta=0.4, k=100$ and $\xi_v=0.4$)

Fig. 7 Map of different kinds of instabilities for pipe conveying fluid($\beta=0.4, \xi_k=0.4, \xi_c=0.5$ and $k=100$)

불안정 →좌굴 불안정'의 순서로 변화되어진다.

Fig. 5는 질량비 β 가 0.4, 부가질량과 스프링의 위치가 각각 0.4, 0.5인 경우 크랙과 스프링 상수의 크기에 따른 파이프 시스템의 안정성 해석결과이다. 먼저 크랙의 영향에 관계없이 스프링 상수가 커질수록 안정 영역이 넓어지며, 일정 스프링 상수값에 도달하면 임계유속의 값은 일정하다는 것을 알 수 있다. 크랙의 크기가 커질수록 플러터 불안정 영역은 좁아지며 반대로 안정영역은 넓어진다. 이러한 현상은 유체와 크랙의 상호 완충작용에 의하여 임계유속 값이 더 커지

기 때문이라고 생각된다. 또 크랙의 위치가 보의 고정단 가까이 위치하는 경우 플러터 영역은 증가하는 현상을 보인다.

Fig. 6은 스프링의 지지위치에 대한 계의 안정 및 불안정 영역을 도시한 것이다. Fig. 6(a)에서 스프링의 무차원 지지위치가 $0.1 < \xi_k < 0.85$ 의 범위에 존재하는 경우 크랙의 크기가 클수록 안정영역은 더 넓어지지만 그 이후의 영역에서는 반대의 경향을 보인다. 또 크랙의 크기가 0.3일 때 스프링의 지지위치가 $0.28 < \xi_k < 0.77$ 의 범위에서는 플러터 불안정 형태가 발생하

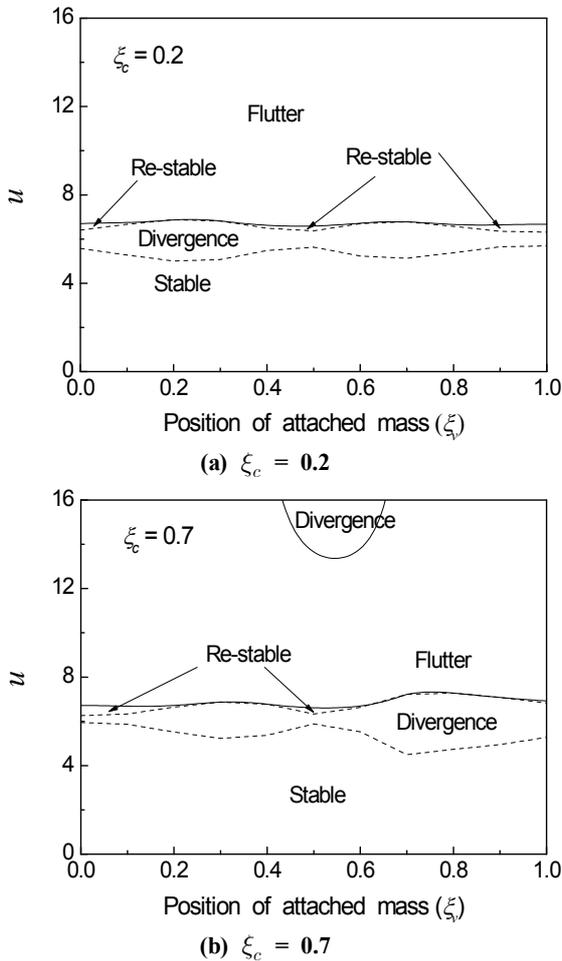


Fig. 8 Map of different kinds of instabilities for pipe conveying fluid($\beta=0.4, \xi_k=0.4, \alpha=0.2$ and $k=100$)

지 않음을 알 수 있다. Fig. 6(b)의 결과에서 크랙이 위치한 지점에서 안정 및 불안정 영역의 급격한 변화를 확인 할 수 있다. 이러한 현상을 이용하면 계에 존재하는 크랙의 위치를 판단하는 근거로 활용할 수 있을 것이다.

Figs. 7, 8은 질량비, 스프링 상수 및 지지위치가 각각 0.4, 100, 그리고 0.5로 일정한 경우 부가질량의 위치에 따른 계의 안정 및 불안정 영역을 나타낸 것이다. Fig. 7(a)에서 크랙의 크기가 0.3인 경우 부가질량의 위치가 0.78인 경우 가장 낮은 임계유속을 가지며 부가질량의 위치와 관계없이 파이프 시스템은 플러터 불

안정 현상을 나타내지 않음을 알 수 있다. 또 크랙이 존재하지 않는 경우 부가질량의 위치와 관계없이 항상 재 안정화 영역을 가진다. Fig. 7(b)는 크랙의 위치 0.5, 크랙의 크기가 0.2인 경우 파이프 시스템의 안정 및 불안정 영역을 도시한 것이다. 부가질량의 위치가 $0 < \xi_v < 0.2$, 그리고 $0.4 < \xi_v < 0.87$ 의 범위에서 시스템은 재 안정화 되는 영역을 가지며 부가질량이 시스템의 중앙부분에 존재하는 경우 유속이 증가하면 좌굴 불안정 현상이 발생한다. Fig. 8은 크랙의 위치에 의한 시스템의 안정영역을 도시한 것으로서 Fig. 8(a)의 크랙의 위치가 0.2인 경우 주어진 유속에 대하여 시스템은 좌굴 불안정 영역이 존재 하지 않음을 알 수 있다. 부가질량의 위치가 0.5인 경우 유속이 증가함에 따라 시스템은 ‘안정 → 좌굴 불안정 → 플러터 불안정’의 순서로 상태가 변화된다. 크랙의 위치가 0.7인 Fig. 8(b)에서는 같은 부가질량의 위치에서 파이프 시스템은 ‘안정 → 좌굴 불안정 → 플러터 불안정 → 좌굴 불안정’의 순서로 서로 다른 변화를 갖는다는 것을 알 수 있다.

4. 결론

이 연구에서는 밸브, 스프링지지 파이프로 구성된 구조물에 크랙과 같은 결함이 존재하는 경우 밸브와 같은 부가질량, 스프링의 크기 및 지지 위치에 따른 시스템의 안정성을 평가하였다. 이 연구를 통하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

- (1) 크랙의 크기와 시스템의 불안정을 유발하는 임계 유속은 서로 비례적이며, 플러터 불안정을 일으키는 질량비 β 가 커진다. 또 크랙의 위치가 계의 끝단에 존재할수록 전 질량비에 대하여 플러터 불안정을 일으키는 영역이 넓어진다.
- (2) 크랙의 영향에 관계없이 스프링 상수 값이 커지면 시스템의 안정영역은 넓어지며, 일정 크기 이상의 스프링 상수에 대하여 항상 일정한 안정영역을 가진다.
- (3) 스프링의 지지위치가 시스템의 중앙 부분에 존재하는 경우 임계유속은 가장 큰 값을 가지며, 그 위치에서 크랙의 크기와 임계유속은 서로 비례적인 경향을 보인다.
- (4) 크랙의 크기가 큰 경우 부가질량의 위치에 관계없

이 시스템의 재 안정화 영역은 나타나지 않으며, 시스템은 플러터 불안정을 일으키지 않고 오직 좌굴 불안정만을 유발한다.

후 기

본 연구는 중소기업청에서 지원하는 2010년도 산학연공동기술개발사업(No. 000426980110)의 연구수행으로 인한 결과물임을 밝힙니다.

참고문헌

1. Benjamin, T. B., 1961, "Dynamics of a System of Articulated Pipes Conveying Fluid(I . Theory)", Proceedings of the Royal Society (London), Series A, Vol. 261, pp. 457-486.
2. Son, I. S., Cho, J. R. and Yoon, H. I., 2007, "Effects of Attached Mass on Stability of Pipe Conveying Fluid with Crack", Transactions of KSNVE, Vol. 17, No. 10, pp. 1002-1009.
3. Païdoussis, M, P., 1998, Fluid-Structure Interactions(Volume 1), Academic Press.
4. Kang, M. G., 2000, "The Influence of Rotary Inertia of Concentrated Masses on the Natural Vibrations of a Clamped-supported Pipe Conveying Fluid", Nuclear Engineering and Design, Vol. 196, pp. 281-292.
5. Liu, D., Gurgenci, H. and Veidt, M., 2003, "Crack Detection in Hollow Section Structures through Coupled Response Measurements," Journal of Sound and Vibration, Vol. 261, No. 1, pp. 17-29.
6. Son, I. S., Hur, K. D. and Gal, Y. M., 2010, "Dynamic Instability of Elastically Restrained Valve-pipe System", Journal of KSMPE, Vol. 9, No. 5, pp. 90-95.
7. Son, I. S., Yoon, H. I., Lee, S. P. and Gal, Y. M., 2010, "Effects of Tip Mass on Stability of Rotating Cantilever Pipe Conveying Fluid with Crack", Int. Journal of MPB, Vol. 24, Nos. 15&16, pp. 2609-2614.
8. Mohammad, H. D., 1997, "A Comprehensive Crack Identification Algorithm for Beams under Different End Conditions", Applied Acoustics, Vol. 51, No. 4, pp. 381-398.
9. Dado, M. H. F and Abuzeid, O., 2003, "Coupled Transverse and Axial Vibratory Behaviour of Cracked Beam with End Mass and Rotary Inertia", Journal of Sound and Vibration, Vol. 261, pp. 675-696.