

상태공간 모델과 임펄스 시험에 의한 발전소 배관지지용 유압완충기의 동특성 해석

이재천*, 임문혁*, 황태영**

On the Analysis of Dynamic Characteristics of Pipe Supporting Hydraulic Snubber in Electric Power Plant with State-space Model and Impulse Testing

Jae-Cheon Lee*, Moon-Hyuk Im*, Tae-Young Hwang**

ABSTRACT

This paper presents the modeling and analysis of dynamic characteristics of hydraulic snubber in electric power plant. The nonlinear state-space model of 14th order to describe the dynamics of the snubber was established by Simulink. The simulation results show that the hydraulic snubber reacts as like the conventional shock absorbers against the high pulse shock load. The snubber also shows the peculiar characteristics to the small step load, which temporarily lock the control valves up, however maintain same steady-state pressures of all internal chambers in the long run. Two case studies for the analysis of the snubber were addressed. Practical pulse testing method was also proposed to identify the frequency response characteristics of the snubber.

Key Words : Hydraulic Snubber (유압완충기), State-space Model (상태공간모델), Lock-up (록업)

기호설명

A_p, A_r, A_c, A_e : 각각 실린더피스톤 면적, 피스톤로드 면적, 제어밸브 압력면적, 외부 피스톤 압력면적
 C_d : 오리피스 유량계수
 K_e, K_c, K_c^* : 각각 외부피스톤 스프링 상수, 피스톤 제어밸브 스프링 상수, 실린더 하단 피스톤 스프링 상수
 L : 우회유로 길이
 L_r, L_r^* : 각각 피스톤제어밸브, 오리피스 원주

길이 및 실린더하단 오리피스 원주길이
 V_o, V_o^*, V_c, V_e : 각각 실린더 피스톤 상단 체적, 하단 체적, 피스톤 제어밸브 내부 체적, 외부 저유기 체적
 $P_i, i=1, \dots, 4$: 완충기 각 내부 압력
 b : 제어밸브의 점성 감쇄상수
 b_i : 실린더 피스톤($i=1$)과 외부피스톤($i=2$)의 점성 감쇄상수
 d : 우회유로 등가 직경
 f : 외력
 m_i : 실린더 피스톤($i=1$), 제어밸브($i=2$), 외부피스톤($i=3$)의 질량

· 2001년 11월 20일 접수
* 계명대학교 기계자동차공학부
** 한국기계연구원 산업기술연구부

- x_i : 실린더 피스톤($i=1$), 제어밸브들($i=2,3,4$), 외부피스톤($i=5$)의 이동거리
- x_o : 제어밸브 오프셋 간극
- β : 체적 탄성계수
- μ : 절대점도
- ρ : 밀도

1. 서론

발전소 배관지지용 완충기(Snubber)는 일반 산업용 충격흡수기(Shock Absorber)와 달리 다음과 같은 조건을 만족해야 한다. 첫째, 발전소의 가동 및 정지에 따른 배관의 열 변형과 같이 점진적인 작은 변위는 완전히 완충기에 흡수되어 배관이 구속되지 않아야 한다. 즉, 배관 위치의 변동에도 불구하고 완충기는 무부하 상태로 복귀하여야 한다. 둘째, 지진과 같은 급격한 동하중이 작용할 경우에는 일반 산업용 충격흡수기와 같이 하중을 지지부에 전달하고 배관계의 진동을 감쇄할 수 있어야 한다.

발전소 배관지지용 완충기는 기계식과 유압식으로 나뉘며, 유압식의 초기 문제점이었던 밀봉재의 부실과 유압유의 누설문제¹⁻³⁾ 등이 고품질 밀봉재의 개발로 해결됨에 따라 최근에는 유압식 완충기가 보편화되고 있다.

그러나 국내 발전소에 설치되는 유압완충기는 대부분 수입품으로서 국산화가 시급한 실정이다. 그동안 유압완충기의 핵심부품인 제어밸브의 기본설계를 위한 정적 해석은 수행된 바 있으나⁴⁾, 전체 시스템 설계를 위해 필수적인 유압완충기의 동특성 해석에 대한 연구는 진행된 바 없다. 이에, 본 연구에서는 발전소 배관지지용 유압완충기의 동특성을 해석하는 방안을 제시하고자 한다. 즉, 유압완충기의 동특성에 대한 상태공간 모델을 구하고 Simulink⁵⁾을 통해 시간계 응답특성을 살펴본다. 또한 유압완충기와 같은 고차, 비선형 동특성에 대한 실용적 주파수 응답특성 해석 방법으로서 임펄스 시험방법을 제시하고 대표적 시뮬레이션 사례를 살펴보고자 한다.

2. 유압완충기의 구조

Fig. 1과 Fig. 2는 발전소 배관지지용 유압완충기의 개략적인 구조를 보여준다. 또한 Fig. 3과 Fig.

4는 피스톤 내부와 완충기하단의 제어밸브의 기능을 나타낸다. 그림에 표시된 부호들은 완충기 내부 각 실의 압력과 피스톤 및 밸브 이동거리의 상태변수들이다.

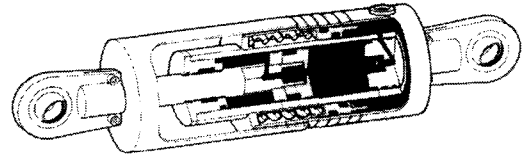


Fig. 1 Internal view of the snubber

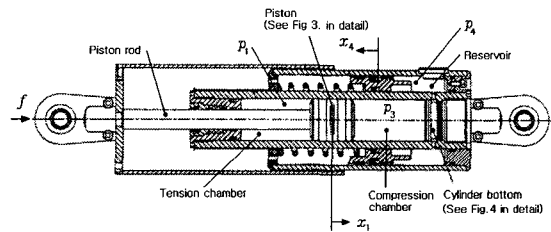
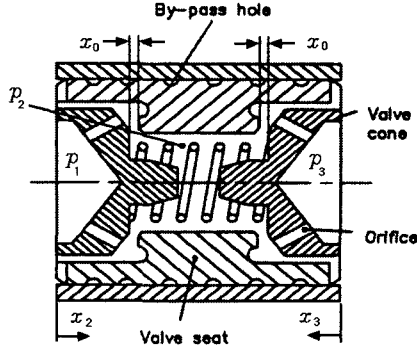


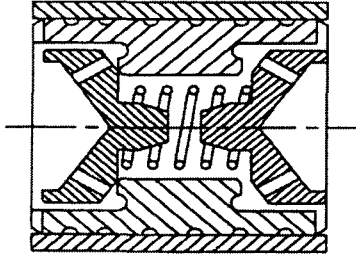
Fig. 2 Section view of the snubber

Fig. 1과 Fig. 2에서 보듯이 유압완충기는 압축실(compression chamber), 인장실(tension chamber), 저유기(oil reservoir)의 3개의 오일 저장조와 실린더 내측 피스톤, 저유기 상단 스프링과 접촉하는 외부 피스톤 및 제어 밸브들로 구성된다⁶⁾. Fig. 3과 Fig. 4에서 보듯이, 오리피스를 지닌 밸브콘(valve cone) 형상의 제어밸브는 스프링에 지지되어, 실린더 내측 피스톤 내부와 실린더 하단에 설치되어 있다. 발전소의 가동 및 정지에 따른 배관의 열 변형과 같이 점진적으로 변형이 일어날 경우에는 밸브콘 전후에서의 압력 차이가 작기 때문에 Fig. 3(a), Fig. 4의 언록업(Un Lock-Up) 상황과 같이 제어밸브가 유지되며, 유압유는 밸브콘의 오리피스와 밸브콘과 밸브시트(valve seat) 사이의 간극을 통해 저유기로 유동하므로 완충기는 배관의 변형 속도와 동일하게 운동한다. 또한 지진과 같은 급작스런 충격에는 급속한 배관 변형속도로 인해 각 실간에 큰 차압이 발생하고 제어밸브는 록업된다. 제어밸브가 록업되면 오리피스와 간극으로의 유로는 차단되며 완충기는 산업용 충격흡수기와 유사한 기능을 발휘한다.

또한, 충격 정지 후, 유압유 저장고 간에는 제어밸브시트 외벽에 설치한 우회회로(by-pass)를 통해 차압유가 흘러, 시간이 지남에 따라 동일한 압력을 유지하게 된다.



(a) Unlock-up condition



(b) Lock-up condition

Fig. 3 Control valve in a piston

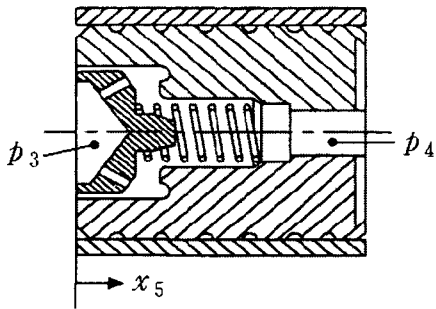


Fig. 4 Control valve at cylinder bottom in unlock-up condition

3. 유압완충기의 상태공간 모델

Fig. 1~Fig. 4의 유압완충기의 동역학에 대한 상태 공간 모델을 구하면 아래 식과 같다.

상태 변수들은 실린더 피스톤과 외부 피스톤의 이동거리 (x_1, x_5) 및 제어 밸브들의 이동거리 (x_2, x_3, x_4), 그리고 완충기 내부의 각 압력 (p_1, p_2, p_3, p_4) 들로써, 피스톤 및 제어 밸브들의 질량에 대한 Newton의 제 2법칙과 등온 체적 탄성계수(β)를 이용한 유량 보존의 법칙을 적용하였다.

$$m_1 \ddot{x}_1 + b_1 \dot{x}_1 - P_1 (A_b - A_r) - P_c A_b = f(t) \quad (1)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 = (P_1 - P_2) A_c - b \dot{x}_2 - K_c (x_2 + x_3) \quad (2)$$

$$m_2 \ddot{x}_3 = (P_3 - P_2) A_c - b \dot{x}_3 - K_c (x_2 + x_3) \quad (3)$$

$$m_3 \ddot{x}_4 + b_2 \dot{x}_4 - P_4 \dot{A}_e + K_e x_4 = 0 \quad (4)$$

$$m_2 \ddot{x}_5 = A_c (P_3 - P_4) - b \dot{x}_5 - K_c^* x_5 \quad (5)$$

$$\frac{V_o}{\beta} \frac{dP_1}{dt} + (A_b - A_r) \dot{x}_1 = \frac{\pi d^4}{128 \mu L} (P_3 - P_1) \quad (6)$$

$$- \text{sgn}(P_2 - P_1) C_d x_2 L \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_2 - P_1|}$$

$$\frac{V_o^*}{\beta} \frac{dP_3}{dt} + A_b \dot{x}_1 = \frac{\pi d^4}{128 \mu L} (P_1 - P_3) \quad (7)$$

$$- \text{sgn}(P_3 - P_4) C_d x_5 L^* \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_3 - P_4|}$$

$$- \text{sgn}(P_3 - P_2) C_d x_3 L \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_3 - P_2|}$$

$$\frac{V_c}{\beta} \frac{dP_2}{dt} =$$

$$\text{sgn}(P_1 - P_2) C_d x_2 L \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_1 - P_2|}$$

$$+ \operatorname{sgn}(P_3 - P_2) C_d \chi_3 L_r \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_3 - P_2|} + A_c (\tilde{x}_2 + \tilde{x}_3) \quad (8)$$

$$\frac{V_e}{\beta} \frac{dP_4}{dt} + A_e \tilde{x}_4 = \quad (9)$$

$$\operatorname{sgn}(P_3 - P_4) C_d \chi_5 L_r^* \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_3 - P_4|}$$

식(2),(3),(5)에서 $x_o \geq x_2, x_3, x_5 \geq 0$ 이며, 제어밸브의 중량과 오프셋 간극은 모두 같은 것으로 가정하였다.

식(1)~(9)에서 보듯이 유압완충기의 동특성 모델을 위해 4곳의 압력과 5개의 피스톤과 제어밸브들의 이동거리와 속도가 상태변수로 사용되었다. 유압완충기의 동특성 모델링을 위해 Newton의 제2법칙, 유량보존의 법칙, 등은 체적탄성계수 관련식, 오리피스 유량 모델 및 관로 유량 모델 등이 이용되었다. 특히 Fig. 3, 4에 표시된 밸브시트 외벽에 설치한 나선형의 우회유로 통과유량은 Hagen - Poiseuille의 식⁷⁾으로 나타내었다. 시뮬레이션을 위해 사용된 각종 매개변수들의 대표적인 값⁴⁾들은

아래와 같다.

$$m_1 = 0.5 \text{ kg}_m, m_2 = 0.05 \text{ kg}_m,$$

$$m_3 = 1 \text{ kg}_m$$

$$b_1 = 20 \text{ N} \cdot \text{sec}/m, b_2 = 40 \text{ N} \cdot \text{sec}/m,$$

$$b = 15 \text{ N} \cdot \text{sec}/m$$

$$A_c = 0.0002 \text{ m}^2, A_p = 0.0024 \text{ m}^2$$

$$A_e = 0.004 \text{ m}^2, A_r = 0.0007 \text{ m}^2$$

$$V_c = 1.2 \times 10^{-6} \text{ m}^3, V_e = 0.0001 \text{ m}^3,$$

$$V_o = 1.7 \times 10^{-4} \text{ m}^3, V_o^* = 2.4 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

$$d = 1.26 \times 10^{-3} m,$$

$$\mu = 0.00484 \text{ N} \cdot \text{sec}/m^2$$

$$L = 0.223 m, L_r = L_r^* = 0.1 m$$

$$\beta = 3.4 \times 10^4 \text{ bar}, C_d = 0.61$$

$$\rho = 970 \text{ kg}_m/m^3$$

$$K_c = 16,800 \text{ N}/m, K_e = 2.1 \times 10^5 \text{ N}/m$$

$$K_c^* = 60,000 \text{ N}/m$$

$$\chi_o = 5.4 \times 10^{-3} m \quad (10)$$

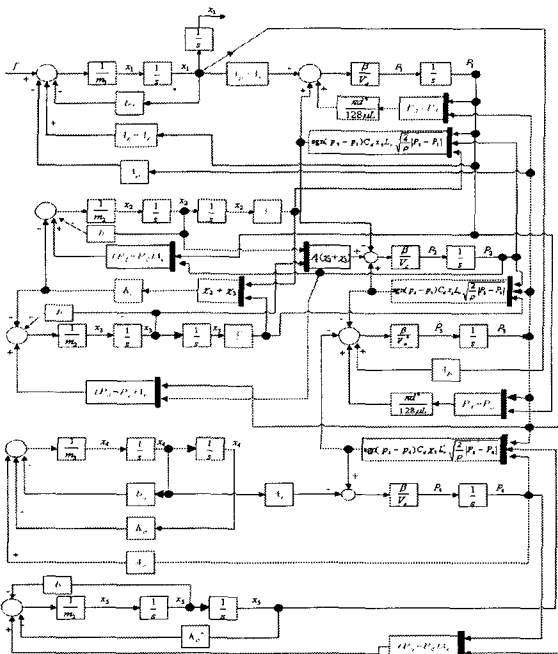


Fig. 5 Block diagram of the snubber's dynamics

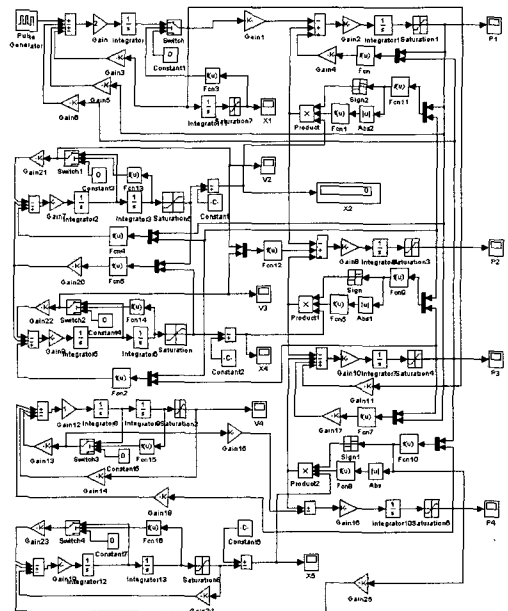


Fig. 6 Simulink modeling of the snubber's dynamics

상기 식(1)-(9)의 상태공간 모델을 블록선도(Block Diagram)와 Simulink로 모델링하면 각각 Fig. 5와 Fig. 6과 같다.

4. 시뮬레이션 및 검토

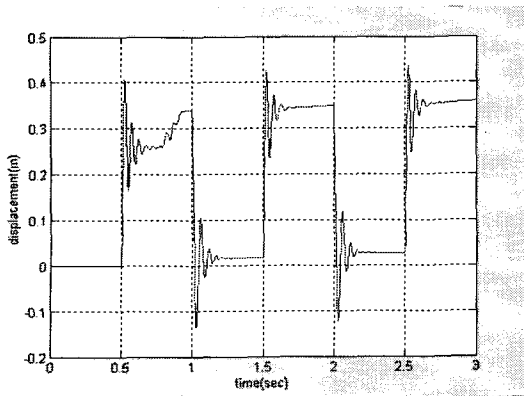
4.1 시간계 응답특성

우측과 다음 쪽의 Fig. 7은 0.5초부터 시작하여 주기 1초, 50% 펄스 폭의 2kN 충격력을 유압완충기에 가했을 때 완충기의 각종 변수들의 시간계 응답특성을 보여준다.

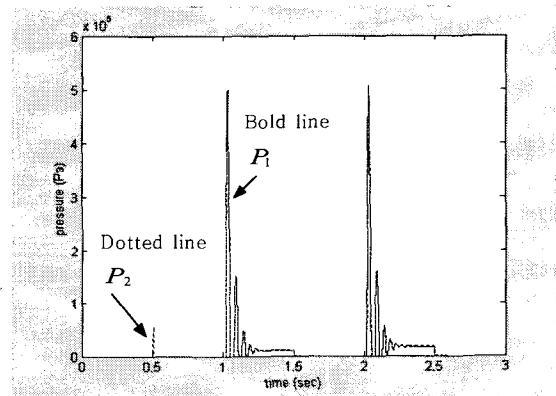
Fig. 7(a),(b),(c)에서 보듯이 첫 사이클 충격에서 피스톤 내부의 아랫방향 제어밸브는 록업되어 전

사이클간 록업상태를 유지한다. 그리고 실린더 하단의 제어밸브는 첫 사이클 충격에 의해 일시 록업되나 스프링력에 의해 언록업 상태로 복귀하며, 록업 기간 중 형성된 압축실의 압유는 저유기로 빠져나가 저유기 상단의 스프링 압축력에 의해 압축실 압력과 평형을 이룬다. 또한 Fig. 7(d)에서 보듯이 충격 펄스 릴리스 주기에는 압축실 압유의 반발력에 의해 인장실과 제어밸브실에 압력이 형성됨을 보여준다.

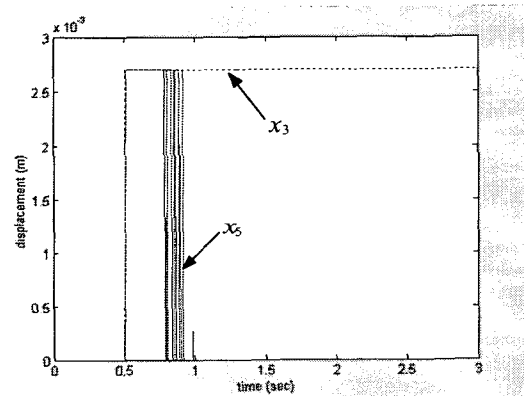
또한 아래 Fig. 8은 작은 외력에 대한 유압완충기의 점진적인 변화를 보기 위해 500N의 계단형 입력이 1초에 가해졌을 때의 각종 변수들의 시간계 응답특성을 보여준다. 그림에서 보듯이 작은 부하



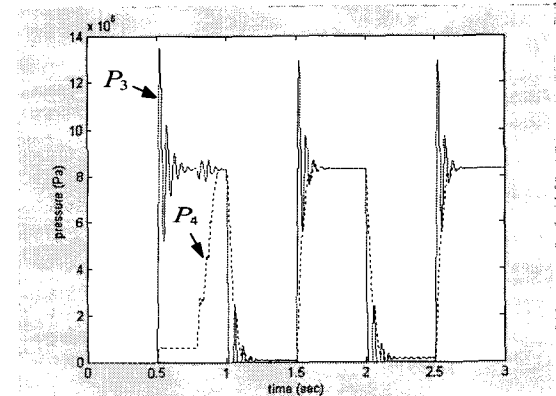
(a) Piston displacement (x_1)



(c) Pressures in chambers



(b) Displacements of control valves



(d) Pressures in chambers

Fig. 7 Dynamic responses on shock pulses

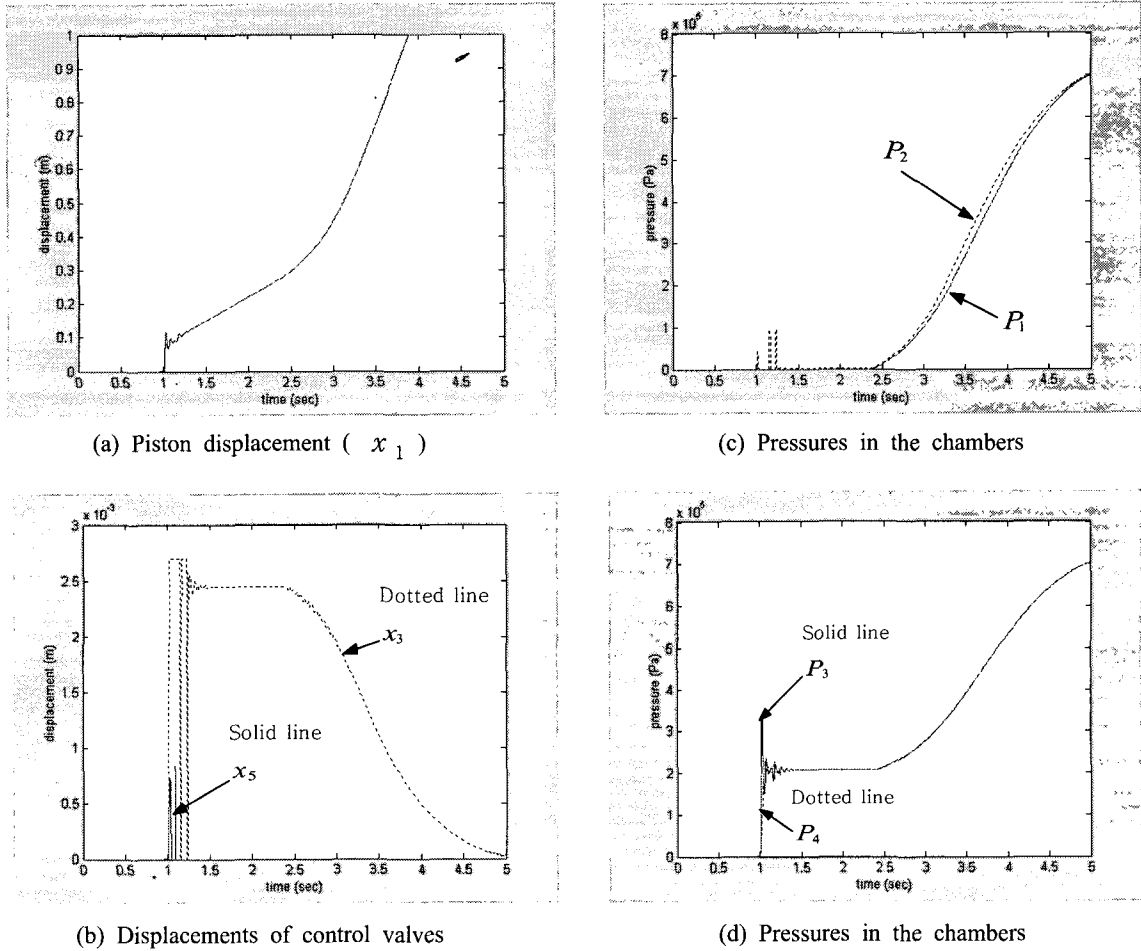


Fig. 8 Dynamic responses on small load

에는 제어밸브가 일시적으로 록업될 뿐이며, 시간이 지남에 따라 저유실과 제어밸브 내부의 압력이 동일한 정상상태 압력을 유지함을 알 수 있다.

이와 같은 유압완충기의 설계는 완충기를 구성하는 각종 부품의 적절한 조합에 기초하여야 한다. 즉, 고차수의 비 선형적 특성으로 인해 유압완충기의 설계시, 정특성 해석과 아울러 본 연구에서 제시한 Simulink를 이용한 시뮬레이션과 같은 동특성 해석이 수반되어야 한다. 아래는 그 사례를 제시한다.

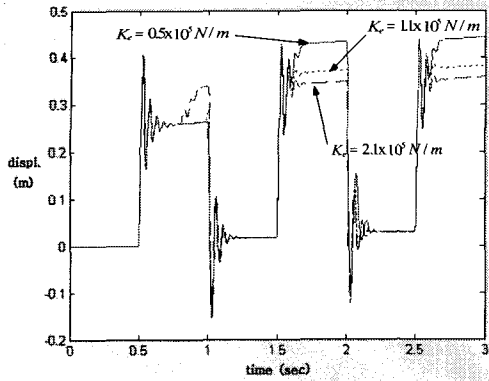
4.2 해석 사례

첫 번째 사례로서 식(10)에서 제시한 각종 매개 변수들의 기본 값들 중 저유기에 부착된 외부피스톤 스프링상수(K_e) 값을 변화하였다. Fig. 9는

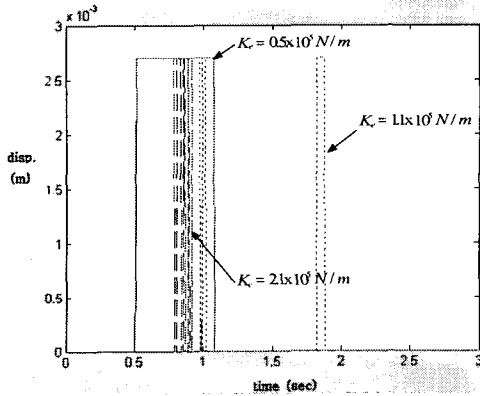
주기 1초, 50% 펄스폭의 2kN의 충격력에 대해, 세 가지 스프링 상수값에 대한 시뮬레이션 결과를 나타낸다.

Fig. 9에서 보듯이 외부피스톤 스프링상수가 줄어들수록 저유기에 유입되는 유량이 증가함에 따라 완충기 피스톤의 이동거리는 증가한다. 또한 완충기 하단의 제어밸브에도 영향을 미쳐 스프링 상수가 감소할수록 록업 기간이 줄어들고 있음을 보여 준다. 따라서 완충기 하단의 제어밸브의 록업 조건 설계 시 밸브 스프링뿐 아니라 외부피스톤의 스프링 상수를 함께 고려하여야 한다.

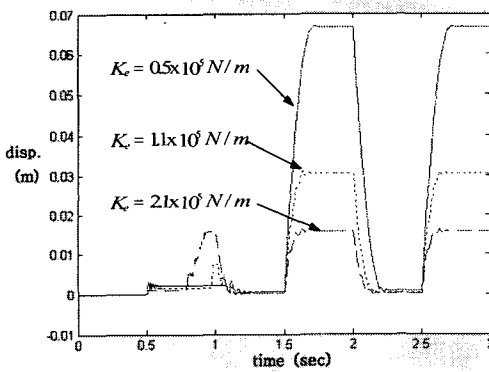
두 번째 사례는 점진적인 완충기 변위 변화에 대비하여 제어밸브시트 외벽에 설치한 우회회로의 길이 변화에 따른 완충기의 특성해석이다. Fig. 10



(a) Piston displacement (x_1)



(b) Displacement of control valve (x_5)



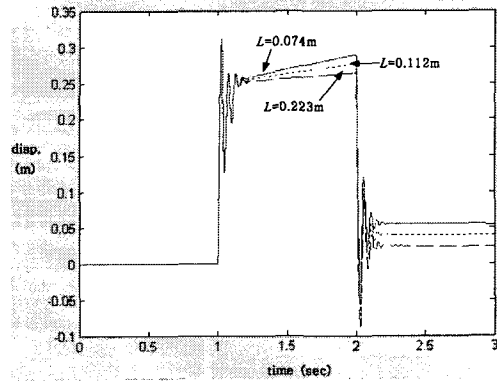
(c) Displacement of external spring (x_4)

Fig. 9 Dynamic characteristics of the snubber for the variation of external spring constants

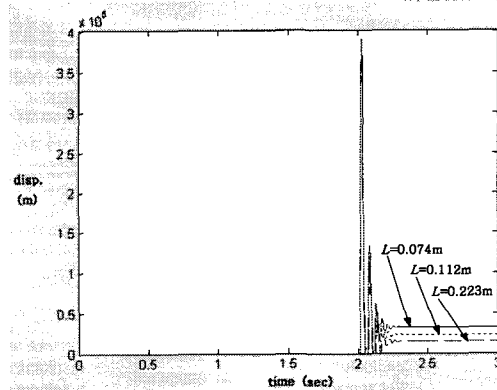
은 1초에서 1초 동안 1.5kN의 펄스 충격력이 가해졌을 때, 세 가지 우회회로 길이에 따른 시뮬레이션 결과를 나타낸다.

Fig. 10에서 보듯이 우회회로의 길이가 짧을수록 펄스 충격력이 가해지는 동안의 완충기 피스톤 속도와, 충격이 끝난 후의 피스톤 이동거리 및 인장실의 압력이 높아진다. 이것은 우회회로의 길이가 짧을수록 우회회로를 통한 유체유동저항이 작아짐에 따라 저유기의 유량이 보다 많이 인장실로 유동하기 때문이다.

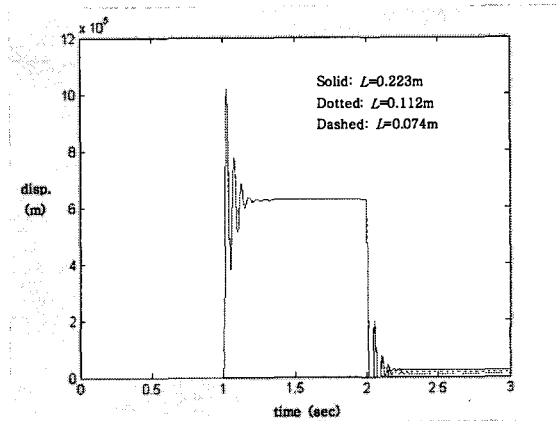
또한 Fig. 10(c)에서 보듯이 충격이 끝난 후 압축실의 압력은 인장실의 압력과 평형을 이루기 위하여 우회회로가 짧을수록 높아지고 있음을 알 수 있다.



(a) Piston displacement (x_1)



(b) Pressure in tension chamber (P_1)



(c) Pressure in compression chamber (P_3)

Fig. 10 Dynamic characteristics of the snubber for the variation of by-pass length

4.3 주파수 응답특성

한편 유압시스템의 주파수 응답특성 해석 방법으로는 임펄스 시험⁸⁾을 들 수 있다. 임펄스 시험에 의한 주파수 응답 해석은 고주파 영역에서의 외란에 취약하나, 통상적인 정현파 시험에 비해 매우 간단하여, 불확실한 매개변수들이 많고, 고차수이며, 비선형적인 특성을 갖는 유압시스템 해석에 매우 유용하다⁹⁾.

임펄스 시험에 의한 주파수 특성해석법은 아래 식(11)과 같이 Laplace 변환된 시스템의 전달함수 $G(s)$ 로 요약된다.

$$G(i\omega) = \frac{\int_0^{\infty} y(t) e^{-\omega t} dt}{\int_0^{\infty} u(t) e^{-\omega t} dt} \quad (11)$$

여기서 $u(t)$, $y(t)$ 는 각각 시스템의 입,출력 변수들이다. 즉, 임펄스 시험에 의한 유압완충기의 주파수 응답해석은, 펄스 충격력 $u(t)$ 에 대한 출력 $y(t)$ 을 측정정한 후, 식 (11)에 의거 각 주파수 ω 에 대한 입, 출력진폭비를 Bode 선도로 구하는 것이다. 또한 Bode 선도의 위상각에 대한 그래프는, 상기한 입, 출력 진폭비와 근사한 동특성 모델의 매개변수 식별(parameter identification)을 거쳐 간접적으로 구할 수 있다.

다음은 임펄스 시험법을 응용한 유압완충기의

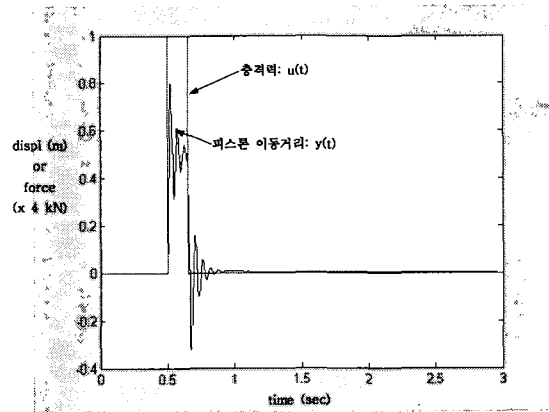


Fig. 11 Impulse testing in time domain

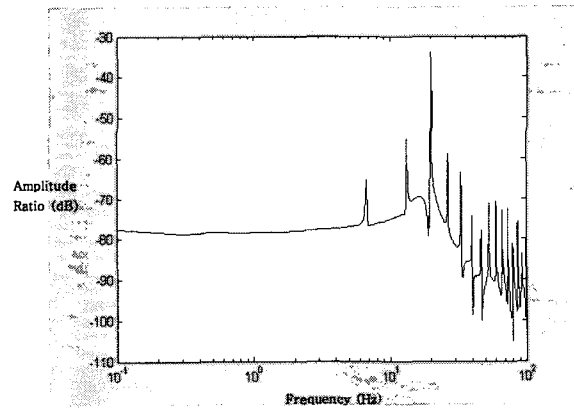


Fig. 12 Frequency response at 4kN impulse force

주파수응답특성의 한 예이다.

Fig. 11은 0.5초부터 1.5초간 4kN의 펄스 충격력이 가해졌을 때 완충기 피스톤의 이동거리, 즉 $y(t) = x_1(t)$ 를 나타낸다. 1.5초의 충격시간은 Simulink 수치적분 시, 불안정성(Instability)이 발생하지 않는 최소 시간이었으며, 충격력이 줄어들수록 안정적 시뮬레이션을 위한 펄스 충격 시간을 증가하였다.

Fig. 11의 결과 및 식(11)을 이용하여 Bode 선도를 구하면 Fig. 12와 같다. Fig. 12에서 보듯이 4kN 펄스 충격력으로 측정된 유압완충기의 동특성은 공진주파수 약 20Hz, 감쇄상수 약 0.5의 2차 시스템 특성을 나타낸다.

Fig. 13은 펄스 충격력을 변화시켰을 때의 결과

이다. Fig. 13에서 보듯이 유압완충기의 동특성은 펄스충격력에 상관없이 유사한 결과를 보여준다. 2kN 충격력일 때의 결과가 4kN일 때보다 외란이 심한 것은 시간계 시뮬레이션 시 수치적분의 불안정성을 피하기 위해 4초의 충격시간을 사용함으로써 임펄스 근접모사에서 벗어났기 때문이다.

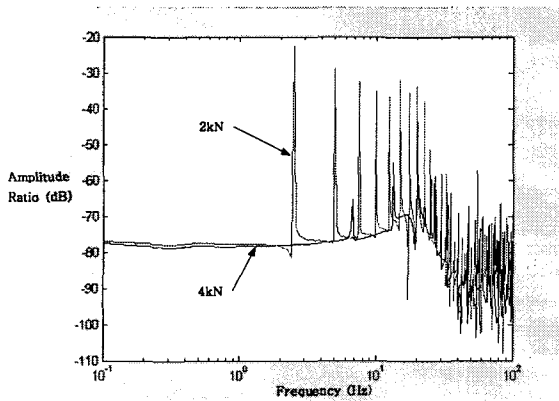


Fig. 13 Frequency responses at two impulse forces

상기 주파수 응답해석에서 알 수 있듯이 본 유압완충기는 약 50Hz 이상의 고주파 충격력에서는 부하를 지지부에 전달하여 발전소 배관계 진동을 감쇄하며 2Hz 이하의 저주파 하중은 피스톤의 이동거리 변형으로 흡수하고 있다.

이와 같은 임펄스 시험에 의한 유압완충기의 주파수 응답 해석은 유압완충기의 역설계에 응용될 수 있다. 즉, 지진 등에 의한 급격한 동하중 변동에 대한 유압완충기의 공진주파수와 감쇄상수 등의 매개변수 목표치를 설정하고, 이를 만족하는 완충기 설계를 임펄스 시험에 의한 주파수 응답 해석으로 진행하는 것이다.

5. 결론

본 연구에서는 발전소 배관지지용 유압완충기의 동특성에 대한 상태공간 모델을 구한 후 Simulink로 모델링하여 주요 성능을 확인하였다. 또한 해석 사례로서 저유기 외부스프링상수와 우회회로 길이 변화에 따른 특성을 시뮬레이션하였으며, 임펄스 시험에 의한 주파수응답 해석법을 제시하였다. 해석 결과는 본 연구에서 개발된 유압완충기 모델의 신뢰성과 임펄스 시험법의 실용성을 보여준

다. 본 연구에서 제시한 결과들은 현재 추진 중인 시험장치의 실험 결과와 비교하여, 불확실 매개변수 값들이 정밀 조정된 후 유압완충기의 최적 설계에 응용이 기대된다.

후 기

본 연구는 한국기계연구원과, 과학기술부 · 한국과학재단 지정 계명대학교 저공해자동차부품기술개발센터의 지원에 의한 것입니다.

참고문헌

1. ASME, Operation and Maintenance of Nuclear Power Plant, ASME/ANSI OM-1987 Part 4, Examination and Performance Testing of Nuclear Power Plant Dynamic Restraints (Snubber), 1987.
2. Brown, D. P. et al., Results of LWR Snubber Aging Research, NRC Final Report. RP3182-1, 1992.
3. Nitzel, M. E. et. al., "Dynamic Qualification and Testing of Large Bore Hydraulic Snubber," NRC Final Report No. A6837, 1992.
4. 박태조 외, "발전소 배관지지용 유압완충기 개발," 연구보고서, 경상대학교 기계공학부, pp. 232-238, 2000.
5. Simulink: Dynamic System Simulation for MATLAB, Math Works Inc., 1999.
6. Snubber Maker's Catalogue.
7. Fitch, E. C. and Hong, I. T., Hydraulic Component Design and Selection, FES Inc., 2001.
8. Luben, W. L., Process Modeling, Simulation and Control for Chemical Engineers, McGraw Hill, pp. 279-296, 1975.
9. Lee, J. C. and Hong, I. T., "Digital Compensation of Transmission Line Dynamics for a Servo-Controlled Hydraulic Systems," Proc. 44th National Conf. Fluid Power, pp. 180-188, 1990.