

## ABS 유압 장치의 유충 현상에 관한 연구

### A Study on the Pressure Surge of ABS Hydraulic System

김 병 우\*, 송 창 섭\*\*  
Byeongwoo Kim, Changseop Song

#### ABSTRACT

The solenoid valve in ABS hydraulic,s modulator is a two directional on-off valve and is controlled by around 100Hz high speed pulse width modulation. When the inlet valve is switched from open state to closed state, there are braking force degraation, noise and vibration due to pressure surge phenomena in the hydraulic line and wheel cylinder. In this study, identifies pressure surge phenomenon in the braking process of a ABS, and investigates the way to reduce the phenomenon. For the purpose theoretical analysis on the pressure surge in the closed state hydraulic line, characteristic curve method based on wave equation was utilized. During this analysis, we could find pressure surge characteristics change due to hydraulic line change and PWM control conditions. In conclusion, by using the results of this study for the pressure surge prediction and reduction method, we could expect braking performance enhancement in Anti-Lock Braking System.

주요기술용어 : ABS(미끄럼방지제동장치), Hydraulic unit(유압 장치), Wheel cylinder(차륜 실린더), Plunger(가동자), ABS modulator(ABS 모듈레이터), PWM(펄스폭변조), Solenoid valve (솔레노이드 밸브), Duty ratio(듀티 비율), Pressure surge(유충)

#### Nomenclature

C : pressure expansion speed(m/sec)  
F<sub>A</sub>, F<sub>B</sub> : total head(P/ρg)  
L<sub>R</sub>, L<sub>S</sub> : length of viscoelastic and steel pipe  
P : average pressure(bar)  
r : radial distance from pipe center(m)  
r<sub>R</sub>, r<sub>S</sub> : radius of viscoelastic and steel pipe  
V : flow velocity(m/sec)  
Z<sub>10</sub> : characteristic power impedance  
ρ : density of fluid(kg/m<sup>3</sup>)

ε : strain(μm)

#### 1. 서 론

ABS 유압 모듈레이터에 가장 보편적으로 적용되고 있는 솔레노이드 밸브는 On-Off 방식으로서 가동자가 두가지 방향성을 갖는다. 이로 인하여 가동자가 열림에서 닫힘 상태로 전환될 때, 차륜 실린더에서는 급격한 압력 변동이 발생된다. 이같은 급격한 압력 변동을 유충(Pressure surge) 현상이라 하는데, 이로 인하여 제동시에 제동거리 단축과 같은 일반 성능은

\* 회원, 한양대학교 대학원

\*\* 회원, 한양대학교 정밀기계공학과

물론이고 소음, 진동이 유발되어 ABS 제동 성능을 저하시킨다. 따라서, 차량 제동 특성의 정확한 해석과 성능 향상을 위해서는 유압 모듈 레이더에서 발생하는 유충 현상에 대한 정량적 해석이 필요하다. 그 동안, 유압관련 장치에서 자주 발생되고 있는 유충 현상에 대하여 많은 연구가 수행되었다. 일반적으로 유압 관로에서 발생하는 유충 현상을 해석하기 위한 방법으로 Laplace 변환법과 특성곡선법이 많이 이용되었다.<sup>1)</sup> 특히, 특성곡선법은 복수 관로로 구성된 유압 회로의 과도 현상 해석에 적합한 것으로 알려져 있다.<sup>2)</sup> 유충 현상과 관련하여 기존에 수행한 연구 내용은 유압 관로의 끝 부분이 개방된 대기압 또는 저압 상태에서 실시하였다. 그러나, 폐쇄계로 구성된 ABS 장치에서 발생하는 유충 현상에 대한 연구는 해석의 복잡성 때문에 실시하지 않았다.

본 연구에서는 특성곡선(Characteristic curve)법을 이용하여 ABS 유압 배관에서 발생하는 유충 현상을 수학적으로 모델링하였다. 이를 통하여 밸브의 급격한 상태 변화에 따른 유충 현상을 정량적으로 해석할 수 있는 방안을 제시하였다. 또한, ABS 유압 장치를 구성하고 있는 유압 라인 등의 하드웨어 구성 요소를 변화시켜 유충 저감에 끼치는 영향 평가와 저감 방안을 확인할 수 있었다.

## 2. 수치해석

ABS 유압 장치에서 발생하는 유충 현상 해석을 위하여 유압 관로의 과도적인 압력, 유량에 대한 해석이 가능한 특성곡선법을 적용하였다. 유압 관로의 과도적인 유동 해석을 위하여 운동방정식과 연속방정식을 일차원적으로 표현하였다. 이때, 적용한 가정은 다음과 같다.

- 1) 배관 내부의 유동은 비정상 층류 유동
- 2) 유체 온도를 비롯한 물성치는 일정

Navier-Stokes 운동방정식과 연속방정식은 다음과 같다.<sup>2-4)</sup>

연속방정식

$$\frac{\partial P}{\partial t} + V \frac{\partial P}{\partial x} + E_{01} \frac{\partial V}{\partial x} = 0 \quad (1)$$

운동방정식

$$\frac{\partial V}{\partial t} + V \frac{\partial V}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} - \nu \left( \frac{1}{r} \frac{\partial V}{\partial r} + \frac{\partial^2 V}{\partial r^2} \right) = 0 \quad (2)$$

운동방정식 (1)에  $\nu$ 를 도입하고 식(2)를 조합하면 다음과 같이 된다.

$$\frac{\partial P}{\partial t} + \left( V + \frac{\lambda}{\rho} \right) \frac{\partial P}{\partial x} + \lambda \left[ -\frac{\partial V}{\partial t} + \left( V + \frac{E_{01}}{\lambda} \right) \frac{\partial V}{\partial x} \right] - \lambda \nu \left( \frac{1}{r} \frac{\partial V}{\partial r} + \frac{\partial^2 V}{\partial r^2} \right) = 0 \quad (3)$$

폐쇄된 공간에서 발생하는 전·후진 파동의 속도는 다음과 같다.

$$\frac{dx}{dt} = V + \frac{\lambda}{\rho} = V + \frac{E_{01}}{\lambda} \quad (4)$$

또한, (3)식은 아래와 같이 변환할 수 있다.

$$\frac{dP}{dt} + \sqrt{E_{01}\rho} \frac{dV}{dt} \frac{A}{A} - \nu \sqrt{E_{01}\rho} \left( \frac{1}{r} \frac{\partial V}{\partial r} + \frac{\partial^2 V}{\partial r^2} \right) = 0 \quad (5)$$

(5)식은 다음 식(6), (7)과 같은 상미분 방정식으로 나타낼 수 있다.

$$\lambda \frac{1}{2} = +\sqrt{E_{01}\rho} \text{인 경우( } C^+ \text{ 곡선)}$$

$$\frac{dP}{dt} + Z_b \frac{dQ}{dt} + \nu \sqrt{E_{01}\rho} \left( \frac{1}{r} \frac{\partial V}{\partial r} + \frac{\partial^2 V}{\partial r^2} \right) = 0 \quad (6)$$

$$\lambda \frac{1}{2} = -\sqrt{E_{01}\rho} \text{인 경우( } C^- \text{ 곡선)}$$

$$\frac{dP}{dt} - Z_b \frac{dQ}{dt} - \nu \sqrt{E_{01}\rho} \left( \frac{1}{r} \frac{\partial V}{\partial r} + \frac{\partial^2 V}{\partial r^2} \right) = 0$$

$$\frac{\partial^2 v}{\partial r^2} = 0 \quad (7)$$

식(6)은 정 방향으로 진행되는 파동의 시간, 위치의 관계를 나타낸 것이고 식(7)은 역 방향으로 진행되는 파동의 시간, 위치와의 관계를 나타낸다.<sup>5)</sup>

식(6), (7)의 방정식을  $C^+$ ,  $C^-$ 로 구분하여 아래 Fig. 1과 같이 x-t 평면에 나타낼 수 있다.

특성곡선에서 변수들의 변화는 A점에서 P점으로  $C^+$ , B점에서 P점으로  $C^-$ 에 대한 적분을 실시하여 구한다. 이를 위하여 양변에 dt를 곱하고 미분항을 차별화시키면 식 (8), (9)와 같이 된다.

$$\begin{aligned} C^+: P_P &= P_A - Z_{lo} (Q_P - Q_A) - F_A = \\ &P_A - Z_{lo} Q_P + Z_{lo} Q_A - F_A = \\ &C_P - Z_{lo} Q_P \end{aligned} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} C^-: P_P &= P_B + Z_{lo} Q_P - Z_{lo} Q_B + F_B = \\ &C_M + Z_{lo} Q_P \end{aligned} \quad (9)$$

그리고  $C_P$ ,  $C_M$ 은 이미 알고 있는 A점과 B점의 물성치로써 구할 수 있다.

$$C_P = P_A + Z_{lo} Q_A - F_A \quad (10)$$

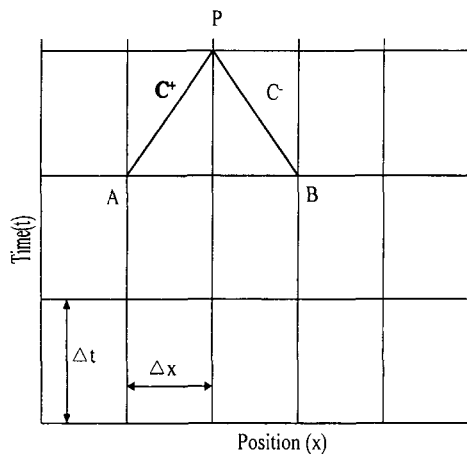


Fig. 1 Characteristic lines in the x, t plane

$$C_M = P_B - Z_{lo} Q_B + F_B \quad (11)$$

$$\begin{aligned} \frac{dP}{dt} + Z_{lo} \frac{dQ}{dt} + \nu \sqrt{E_{ol} \rho} \left( \frac{1}{r} \frac{\partial V}{\partial r} \right. \\ \left. + \frac{\partial^2 v}{\partial r^2} \right) = 0 \end{aligned} \quad (12)$$

(10), (11)식에서 미지수  $P_P$ ,  $Q_P$ 는 다음과 같이 된다.

$$P_P = \frac{1}{2} (C_P + C_M) \quad (13)$$

$$Q_P = \frac{1}{2 Z_{lo} L_o} (C_P - C_M) \quad (14)$$

이때, 관 마찰 저항과 원주 방향 변위에 의하여 발생하는 압력손실  $F_A$ ,  $F_B$ 는 다음과 같다.

$$F(x, t) = \frac{P_{Reib}}{\Delta x} \quad (15)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial P_{Reib}}{\partial x}(x, t) &= \frac{8 \nu \rho}{\pi R^4} Q(x, t) + \frac{4 \nu \rho}{\pi R^4} \\ &[ I_1(x, t) + I_2(x, t) + I_3(x, t) ] \end{aligned} \quad (16)$$

여기서, 식(16)의  $I_n(x, t)$ 는 유압 배관 형상이 의하여 결정되는 상수이다.

### 3. 실험 장치 및 방법

#### 3.1 실험 장치

ABS 유압 장치에서 발생하는 유충 현상을 해석하기 위하여 Fig. 2와 같이 1,800CC 승용차에 적용되는 유압 배관을 이용하여 테스트 벤치(test bench)를 제작하였다. 유압 배관은 마스터 실린더에서 차륜 실린더로 압력이 균일하게 공급되도록 하는 교차형이다.

유압 모듈레이터와 차륜 실린더 사이에서 발생하는 유충 현상을 검지하기 위하여 유압 모듈레이터에서 400mm 위치한 곳에 반도체 압력 센서를 설치하였다.

이는 고압 상태에서 발생하는 급격한 압력 변동을 정확하게 측정하기 위함이다.

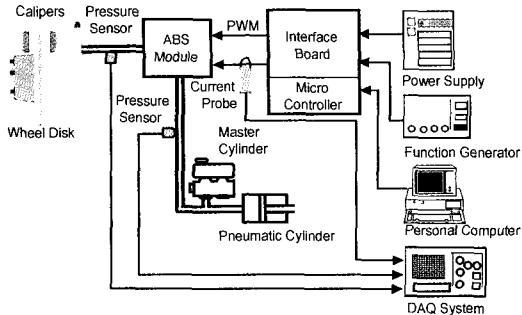


Fig. 2 Schematic diagram of experimental apparatus

Table 1 Specification of test equipments

Experimental apparatus	Specification
1. P W M Circuit	- Free wheeling diode
2. Hydraulic Modulator	- Bosch, Version 5.3
3. Pressure Sensor	- Texas instrument 3CP17-1 Linearity : 0.25%
4. Hydraulic Oil	- DOT 3 $\rho$ : 1.0410-3/cm <sup>3</sup> K : 1650MPa C : 40m/sec $\nu$ : 0.185cm <sup>2</sup> /sec

### 3.2 실험방법

ABS 장치에서 발생하는 유충 현상을 해석하기 위하여 계단 형태의 미세 중압 역할을 담당하는 유압 모듈레이터의 H/W 및 PWM 제어 사양을 가변하였다.

첫째, 마스터 실린더에서 공급되는 압력(180 bar)이 가변되었을 때, 차륜 실린더에서 발생하는 유충 현상을 해석하였다. 이를 위하여 공급 압력을 180bar로 일정하게 유지한 후, 주파수 100 hz, 듀티 비율 50%로 입구 밸브에 대한 PWM 제어를 실시하였다. 실제 ABS장치에서 발생될 수 있는 제동 압력을 고려하여 차륜 실린더 압력이 30에서 80bar가 될 때까지 유충 현상(맥동 :  $P_1$ ,  $P_2$ , 맥동 주기 :  $T_1$ ,  $T_2$ )을 계측하였다.

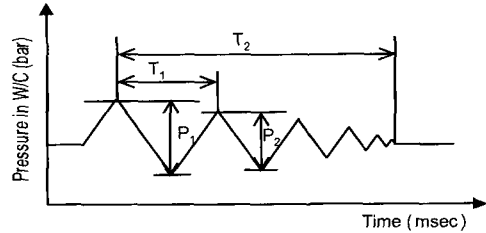


Fig. 3 Definition of surge pressure magnitude and period

둘째, 입구 밸브에 대한 PWM 제어 조건이 유충 현상에 미치는 영향을 평가하였다. 이때, 입구 밸브에 대하여 인가 주파수 100Hz, 듀티 비율 30~60%를 적용하였다. 셋째, 유압 배관 길이가 맥동 현상에 미치는 영향을 평가하기 위하여 유압 모듈레이터에서 차륜 실린더까지의 배관 길이를 1.30, 1.80, 2.30, 2.80m로 가변시켰다. 이때, 입구 밸브에 대하여 주파수 100 Hz, 듀티 비율 50%의 PWM 제어를 실시하였다. 마지막으로, 자동차 전륜에 장착되는 점탄성 배관이 유압 맥동 저감과 응답성에 끼치는 영향을 평가하기 위하여 점탄성 배관 길이를 가변하였다. 이를 위하여 전체 관로대비 점탄성 관로 비율을 7~38%까지 가변하였다. 맥동 변화에 대한 계측의 신뢰성 확보를 위하여 동일 조건에서 5회 반복 실험을 실시하였다.

### 4. 실험결과 및 고찰

#### 4.1 특성곡선법을 이용한 맥동 해석

입구(Inlet) 밸브에 대하여 주파수 100Hz, 듀티 비율 50%의 PWM 제어를 실시했을 때, 차륜 실린더에서 발생하는 유충 현상을 Fig. 4, 5에 나타냈다.

특성곡선법을 이용한 수치 해석과 실험 해석이 잘 일치함을 알 수 있다. 특히, 밸브 가동자가 열림에서 닫힘 상태로 전환되는 순간에 최대 20bar 내·외의 큰 맥동이 발생되었다.

따라서, 실제 ABS 장치가 작동되는 30~80 bar 대역에서 가장 큰 맥동이 발생되기 때문에 이에 대한 원인 분석과 저감 대책이 요구된다.

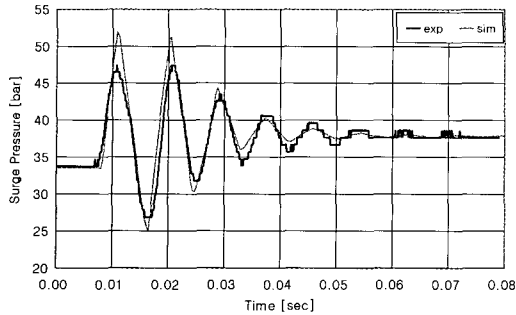


Fig. 4 Simulation of pressure surge in wheel cylinder(Unit step)

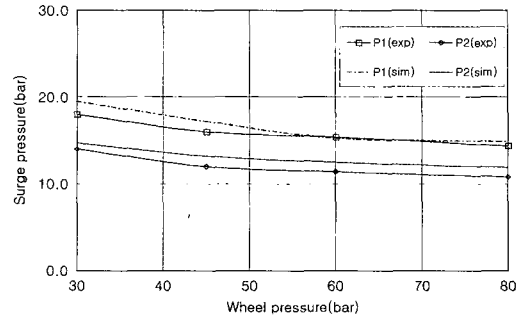


Fig. 6 Surge pressure accompanied by change of wheel cylinder pressure

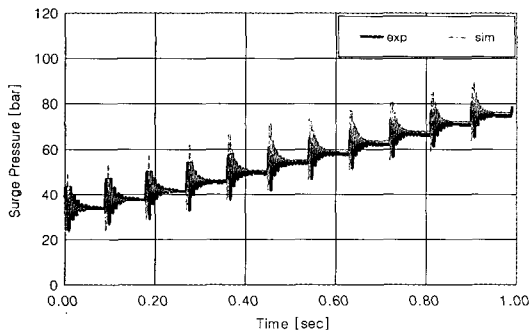


Fig. 5 Simulation of pressure surge in wheel cylinder(multi step)

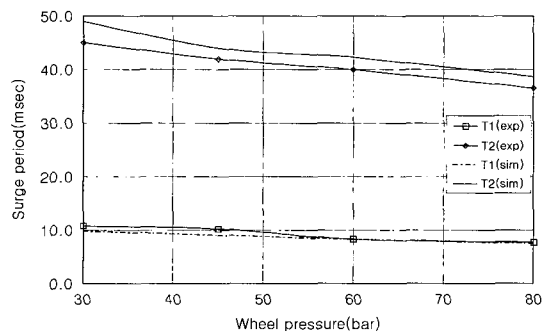


Fig. 7 Surge period accompanied by change of wheel cylinder pressure

이를 통하여, 밀폐계로 구성된 ABS 유압 장치의 맥동 현상을 정량적으로 해석할 수 있음을 확인하였다.

#### 4.2 실린더 압력변화에 의한 영향

ABS 장치가 작동할 때, 차륜 압력 변화에 따른 맥동 압력 크기( $P_1$ ,  $P_2$ )와 주기( $T_1$ ,  $T_2$ ) 변화를 Fig. 6, 7에 나타냈다. 마스터에서 차륜 실린더에 공급되는 압력이 증가함에 따라서 맥동 압력은 20% 저하되었다.

이같은 현상은 차륜 실린더에 공급되는 유체 에너지가 감소함에 기인하는 것으로서 차륜 실린더로 유입되는 유량(유속) 증가에 비례하여 마스터 실린더에서 공급되는 유량(유속)이 감소하기 때문이다. 또한, 맥동 주기( $T_1$ ,  $T_2$ )도 Fig. 7에서 알 수 있듯이 20% 정도 단축되었다. 차륜 실린더의 압력이 증가하게 되면 마스터 실

린더에서 공급되는 유체 에너지가 감소하고 유체의 밀도가 증가하기 때문에 맥동 주기는 짧아지게 된다. 이는 압력 작용부가 대기압에 노출된 저압 상태의 맥동 현상을 해석했던 기존 연구<sup>2)</sup>에서 볼 수 없는 것으로서 밀폐계로 구성된 ABS 유압 장치의 독특한 현상이다.

#### 4.3 듀티 비율에 의한 영향

주파수 100Hz, 듀티 30~60%로 변화했을 때, 맥동 압력( $P_1$ ,  $P_2$ )에 대한 관계를 Fig. 8에 나타냈다. 초기 맥동 압력( $P_1$ )은 듀티 비율 증가와 무관하게 일정하였다. 마스터와 차륜 실린더의 압력 차이가 확대되면 이에 비례하여 유속이 증가되기에 맥동 압력( $P_1$ )이 상승할 수 있지만 듀티 비율 30~60%(최대 시간 변화 : 3msec)와 같이 압력 변화 시간이 짧을 경우, 밸브 단과 차륜 실린더와의 압력 차이가 매우 작기 때문

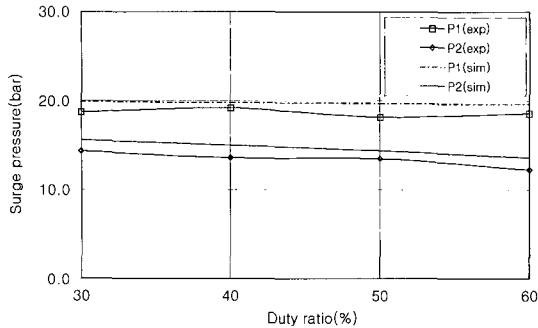


Fig. 8 Surge pressure accompanied by change of duty ratio

에 초기 맥동 크기는 변화하지 않을 것이다. 두 번째 맥동 압력( $P_2$ )은 배관 내부의 액주(Fluid Column)가 밸브에 충돌하여 발생하는 것으로서 유체의 역류 속도 크기에 의하여 결정된다. 유체의 역류 속도는 밸브 하단과 차륜 실린더 사이의 압력 차이와 역류 가속 시간에 비례하게 된다. 따라서, 듀티 비율이 축소(밸브 열림 시간이 증가)되면 역류 가속 시간이 증가하여 마지막으로 도달하는 유속이 빨라지기 때문에 두 번째 맥동( $P_2$ )은 증가하게 된다.

맥동 주기( $T_1$ ,  $T_2$ )는 듀티 비율 축소에 따라서 연장됨을 알 수 있다. 이는 두 번째 맥동( $P_2$ )에서 언급한 바와 같이, 듀티 비율 축소에 따라서 역류에 소요되는 가속시간이 간에 증가하기 때문이다. 따라서, 맥동 저감 측면에서 듀티 비율은 가능한 높게 적용해야 할 것이다.

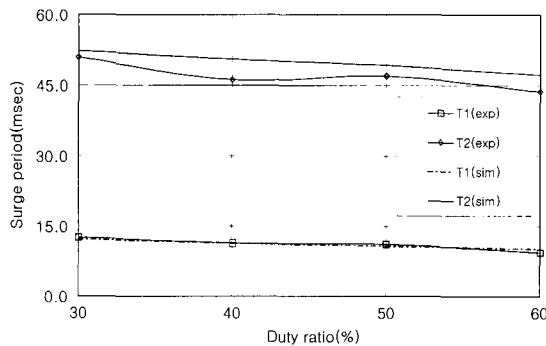


Fig. 9 Surge period accompanied by change of duty ratio

#### 4.4 유압 배관 길이의 영향

유압 배관 길이( $L_p$ )의 가변에 의하여 발생되는 압력과 주기 변화를 Fig. 10, 11에 나타냈다. 초기 맥동 압력( $P_1$ )은 배관 길이에 비례하여 증가함을 알 수 있다.

이 현상은 배관 길이의 증가에 비례하여 검사 체적 내부의 유체 질량이 증가함에 따라서 유체가 갖는 운동 에너지가 증가하기 때문이다. 그러나 두 번째 맥동 압력( $P_2$ )은 유압 배관 길이( $L_p$ )의 증가에 비례하여 감소하였다. 전파되는 파동의 후면에 존재하는 역류 속도는 입구 밸브와 차륜 실린더의 압력 차이와 관로 및 점성 저항 크기에 의존하게 되는데, 관로 길이가 증가하게 되면 입구 밸브와 차륜 실린더의 압력 차이가 작아지고 관로 저항 손실 증가하여

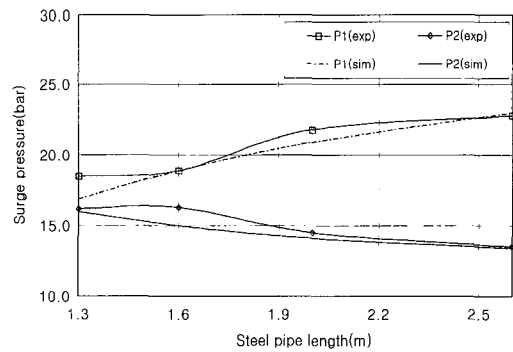


Fig. 10 Surge pressure accompanied by change of pipe length

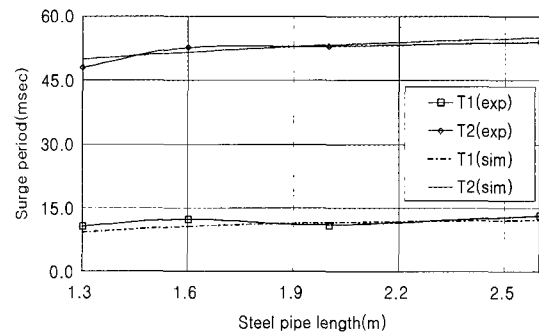


Fig. 11 Surge period accompanied by change of pipe length

맥동 압력( $P_2$ )은 작아지게 된다.

맥동 압력 주기( $T_1, T_2$ )도 유압 배관 길이가 증가함에 따라서 완만하게 증가하였다. 이는 유압 배관 길이 증가에 비례하여 관로 계면에서 발생하는 관로 저항이 증가하기 때문이다. 따라서, 맥동 저감 측면에서 ABS 유압 배관 길이는 가능한 짧게 설계할 필요가 있다.

#### 4.5 점탄성 배관 길이의 영향

Fig. 12, 13는 전체 유압 배관에서 고무와 폴리에스테르로 구성된 점탄성 배관 길이를 가변했을 때, 유충에 의한 압력 변화를 나타낸 것이다. 점탄성 관로의 길이( $L_R$ )가 증가함에 따라서 맥동 압력 크기( $P_1, P_2$ )와 주기( $T_1, T_2$ )가 감소함을 알 수 있다.

이같은 현상은 점탄성 배관이 철재 배관에 비하여 강성이 상대적으로 작기 때문에 원주 방향 변형이 크게 작용하기 때문이다.

점탄성 배관은 원주 방향의 변위와 고무 특유의 관로 마찰 저항에 의하여 압력 유지 순간에 발생하는 급격한 맥동 압력을 둔화시킨다. 그러나, 점탄성 배관의 비율  $L_R/(L_R+L_S)$ 이 25% 이상인 경우에는 응답성이 악화되었다.

$$E_N = \frac{\pi}{2} \rho r_R^2 V^2 \left( L_R + L_S \frac{r_R^2}{r_S^2} \right) \quad (16)$$

$$E_C = 2\pi r_R e_{RC} \int_{\epsilon} \dot{\epsilon} d\epsilon \quad (17)$$

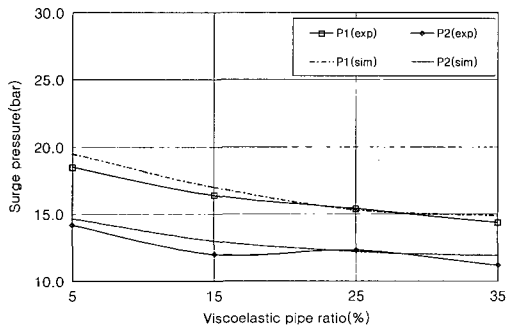


Fig. 12 Surge pressure accompanied by change of viscoelastic pipe length

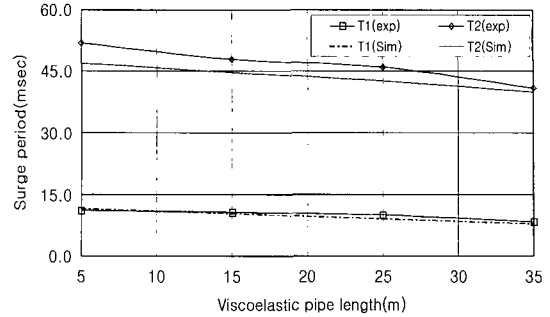


Fig. 13 Surge period accompanied by change of viscoelastic pipe length

이같은 현상은 점탄성 배관에서 소모되는 에너지( $E_C$ )가 유체의 작용 에너지( $E_N$ )보다 과도하게 커지기 때문이다.

ABS 유압 H/W 및 PWM 사양 변화를 통한 맥동 저감에 가장 큰 영향을 끼치고 있는 것은 점탄성 배관임을 확인할 수 있었다. 따라서, ABS 유압 배관을 설계할 때, 점탄성 배관의 영향을 우선적으로 고려해야 할 것이다.

#### 5. 결론

유압 관로가 폐쇄 계로 구성된 ABS 유압 모듈레이터에서 발생하는 유충 현상에 대하여 수치 및 실험 해석을 실시하였다.

본 연구를 통하여 유압 배관에서 발생하는 맥동의 원인을 분석하였고 이를 저감시킬 수 있는 방안을 확인하였다.

1) 파동방정식에 기초한 특성곡선법(CCM)을 이용하여 밀폐계로 구성된 ABS 유압 장에서 발생하는 맥동 현상을 정량적으로 해석할 수 있었다.

2) 유압 배관을 구성하는 H/W(배관 길이, 점탄성 배관길이 비율), PWM 제어 조건이 맥동 크기와 주기에 미치는 상관 관계를 규명하였다.

3) 맥동 압력 크기( $P_1, P_2$ )는 마스터 실린더에서 공급되는 유체 에너지, 맥동 압력 주기( $T_1, T_2$ )는 유압 배관 사양에 큰 영향을 받는다.

4) 맥동 저감에 가장 큰 영향을 끼치는 인자

는 점탄성 배관임을 확인하였는바, 응답성을 고려할 때, 25% 대역의 점탄성 배관 비율이 가장 적합하였다.

따라서, 향후에는 맥동을 근본적으로 저감시킬 수 있는 방법으로서 고속 PWM 제어법에 관한 연구가 필요하다.

#### 참 고 문 헌

- 1) Brown, "ASME", D, 84-4, p.547, 1962.
- 2) Wylie, "Fluid Transient", McGraw-Hill, 1978.
- 3) D. C. Wiggert, M. J. Sundquist, "The Effect Gaseous Cavitation on Fluid Transients", Journal of Fluids Engineering, Vol.101, pp.79-86, 1979.
- 4) M. Gally, M. Guney, E. Rieutord, "An Investigation of Pressure Transients Viscoelastic Pipes", Journal of Fluids Engineering, Vol.101, pp.495-499, 1979.
- 5) E. Benjamin Wylie, "Simulation of Vaporous and Gaseous Cavitation", Journal of Fluids Engineering, Vol.106, pp.307-311, 1984.