

# 반능동 제어용 대칭 실린더형 유압 감쇠기의 동적 거동

## Dynamic Behavior of a Symmetric Cylinder Type Hydraulic Damper for Semi-Active Control

이일영

I. Y. Lee

**Key Words** : Semi Active Control (반능동 제어), Hydraulic Damper (유압 감쇠기), Symmetric Type Hydraulic Cylinder (대칭형 유압 실린더)

**Abstract** : For the dynamic behavior evaluation of a semi-active vibration control system, it is very important to use an accurate mathematical model for the hydraulic damper applied to the control system. In this study, a mathematical model for a symmetric type hydraulic damper was suggested. In this model, the effects of gas volume and oil temperature variation on the bulk modulus of oil were considered. The dynamic behavior of the damper was investigated by experiments and simulations. It was confirmed that the pressure variation, damping force, and mean pressure variation could be estimated with comparatively good precision by the suggested mathematical model. Moreover, it was shown that excessive pressure rise can be generated by the oil expansion due to the heat energy transformed from the exciting energy of the damper for a short period of the damper operation.

### 1. 서 론

자동차 현가장치에서 사용되는 유압 감쇠기는 일반적으로 비대칭 유압실린더 즉, 편로드형 유압 실린더로 제작되며, 이러한 비대칭 유압실린더는 대칭형, 즉 양로드형 유압실린더에 비하여 감쇠기의 전체 길이를 짧게 제작할 수 있기 때문에, 자동차와 같이 감쇠기 설치 공간이 제한적인 경우에 사용하기가 편리하다. 비대칭 유압실린더 방식의 감쇠기는 감쇠 제어용 교축기구로서 2개의 교축밸브 즉, 피스톤상 밸브 및 실린더 바디 밸브를 가지므로, 이러한 감쇠기를 사용하여 반능동 제어(semiactive control)를 수행하려면 감쇠 제어용 교축기구 2개를 함께 사용하여 연계 제어할 필요가 있다. 그러나 이와같이 2개의 밸브를 모두 사용하여 제어를 수행하는 것은 지나치게 장치를 복잡화시키는 결과를 초래할 수 있기 때문에, 일반적으로는 피스톤상 밸브 1개만을 제어에 사용하는 것이 현재까지의 경향이다.

한편, 대칭 실린더형 유압 감쇠기는 비대칭 실린더형에 비하여 장치의 길이가 길어지는 결점이 있는 반면에, 감쇠제어용 밸브가 1개로서 족하기 때문에, 반능동 제어를 적용하기에는 대칭 실린더형이 유리하다고 할 수 있다. 이러한 대칭 실린더형 유압 감쇠기는 설치 공간상의 제약이 적은 대형구조물의 반능동 진동제어, 예를 들면 대형 건축물의 반능동 진동제어, 대형 교량의 반능동 진동제어 등에 적용하기에 유리하다.

이 연구에서는 대칭 실린더형 유압 감쇠기 작동 중에 발생하는 감쇠력, 제어 밸브에서의 에너지 손실에 따른 감쇠기내 기름의 온도 상승, 감쇠기 내 기름 및 함유 가스의 열 팽창에 따른 평균압력 상승을 모의해낼 수 있는 수학적모델을 개발하고 실험 결과와 비교 검토하기로 한다.

### 2. 대칭 실린더형 유압 감쇠기의 구조적 특징

Fig. 1에 나타낸 바와 같이 대칭형 감쇠기에서, 감쇠기 작동중에 발생할 수 있는 캐비테이션을 줄이려면 감쇠기 내부의 압력을 미리 일정치 이상으로 가압해 둘 필요가 있다. 또한, 감쇠기에서의 에

접수일 : 2002년 1월 20일

이일영 : 부경대학교 기계공학부

너지 손실에 따른 기름 및 가스의 열팽창으로 인하여 감쇠기 내부의 평균압력이 과도하게 증가할 경우에 대해서도 대비할 필요가 있다. 이러한 대칭형 유압감쇠기에서 요구되는 기술적 과제들은 저자가 제안하는 Fig. 2에 나타난 감쇠기 설계안에 의하여 해소될 수 있을 것으로 예상된다.

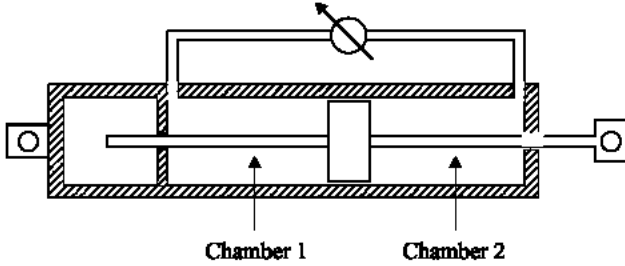


Fig. 1 Schematic of a symmetric cylinder type hydraulic damper

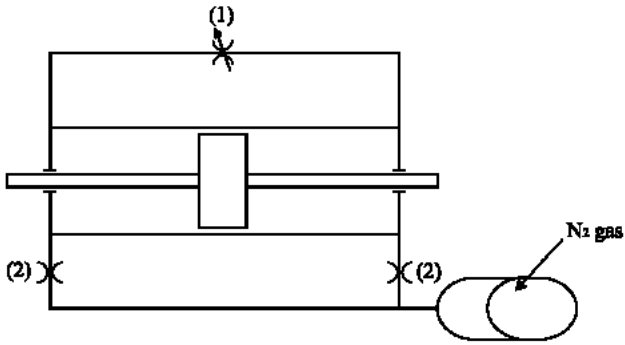


Fig. 2 A Strategy for avoiding unwanted high pressure or low pressure in the damper

Fig. 2에서 오리피스 (2)는 그 단면적을 매우 작게 제작함으로써 감쇠기내의 과도한 평균압력 상승을 예방하면서도 이들 오리피스(2)가 감쇠기의 동특성에 미치는 영향은 최소화할 수 있다.

이 연구에서는, 단지 대칭형 감쇠기의 동적 거동 모델링에 초점을 두고 있으며, Fig. 2에 제시된 감쇠기의 특성에 대해서는 차후에 별도로 보고하기로 한다.

### 3. 대칭 실린더형 유압 감쇠기의 모델링

#### 3.1 기초 방정식

Fig. 1에 나타난 대칭형 감쇠기에서 발생하는 감쇠력  $F_d$  는 다음과 같이 표시된다.

$$F_d = A_p(p_1 - p_2) + F_f \text{sign} \left( \frac{dx}{dt} \right) \quad (1)$$

여기서,  $p_1$  및  $p_2$ 는 각각 체임버 1, 2에서의 압력이다. 그리고,  $A_p$ ,  $x$ ,  $t$ ,  $F_f$ 는 각각 피스톤의 유효 면적, 피스톤의 상대 변위, 시간, 그리고 피스톤과 실린더 사이의 마찰력을 나타낸다.

감쇠기 작동중에 제어 밸브를 통과하는 유체의 유동은 그 크기 뿐만 아니라 부호도 변동하는 유동이다. 따라서 유동의 모델링 과정에서 기름의 관성 효과도 고려하여야 한다. 식 (1)에 표시된 압력차  $p_1 - p_2$ 는 다음과 같이 유체 저항(fluid restriction)과 유체 관성(fluid inductance)이 직렬 연결된 형태로 나타낼 수 있다.

$$p_1 - p_2 = \Delta p_{rst} - \Delta p_{idt} \quad (2)$$

여기서,  $\Delta p_{rst}$ ,  $\Delta p_{idt}$ 는 각각 유체 저항 및 유체 관성에 기인하는 압력 강하를 나타내며, 다음과 같이 표시된다.

$$\Delta p_{rst} = \frac{\rho Q_v^2}{2C_d^2 A_v^2} \text{sign}(Q_v) \quad (3)$$

$$[\text{or } Q_v = C_d A_v \sqrt{\frac{2|\Delta p_{rst}|}{\rho}} \text{sign}(\Delta p_{rst})]$$

$$\Delta p_{idt} = \rho l_v \frac{A_p}{A_v} \frac{d^2 x}{dt^2} \quad (4)$$

여기서,  $\rho$ ,  $C_d$ ,  $A_v$ 는 각각 기름의 밀도, 밸브의 유량계수, 밸브 개구부의 단면적을 나타낸다. 그리고,  $Q_v$ ,  $l_v$ 는 각각 밸브를 통하는 유량, 밸브 교축부의 기름 유통부 길이이다.

감쇠기 각 체임버 내의 압력의 시간 미분은 유동의 연속 조건으로부터 다음과 같이 표시된다.

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{K_1}{V_1} \left( A_p \frac{dx}{dt} - Q_v \right) \quad (5)$$

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{K_2}{V_2} \left( -A_p \frac{dx}{dt} + Q_v \right) \quad (6)$$

여기서,  $V_1$ ,  $V_2$ 는 각각 감쇠기내 체임버 1, 2의 체적을 나타낸다. 그리고,  $K_1$ ,  $K_2$ 는 각각 체임버 1, 2 내 기름의 유효 체적 탄성계수이다.

### 3.2 제어 밸브의 유량계수

감쇠 제어용 밸브로는 DC 모터로 구동되는 고압용 볼 밸브가 사용되었으며, 밸브 개구 면적은 볼 밸브 회전 각도 변화에 따라 원형으로부터 타원형으로 변화하면서 감소한다.

제어 밸브에서의 유동이 정상류이고 난류이며, 밸브 교축부가 원통형 오리피스로서 입구부에 만곡이 없는 경우(sharp edged cylindrical orifices)라면 유량계수는  $C_d \approx 0.8$ 이 된다<sup>1)</sup>. 그러나, 이 연구에서와 같이 제어 밸브가 볼 밸브이고, 유동이 피스톤 변위에 따라서 층류로부터 난류로 변화하는 경우에는 유량계수의 추정이 쉽지 않다. Lang<sup>2)</sup>은 자동차용 유압 감쇠기의 유량계수에 대하여 광범위하게 연구하였으며, 동적 유량계수가 레이놀즈 수, 가속도 수 및 밸브의 기하학적 형상의 함수가 됨을 보였다. 또한, Lang은 가속도 수에 따른 유량계수의 변화는 그다지 많지 않음을 밝혔다.

이 연구에서는 볼 밸브에서의 유량계수를 정상상태 유동시의 실험치에 근거한 실험식으로 나타내어 사용하였다.

### 3.3 감쇠기 체임버내 기름의 등가 체적탄성계수

기름의 체적탄성계수는 기름에 함유된 가스의 양, 감쇠기 실린더의 탄성계수에 따라서 현격하게 달라질 수 있으므로, 이 절에서는 가스와 실린더의 탄성계수를 고려한 대형 실린더형 유압 감쇠기의 유효 체적 탄성계수를 구해보기로 한다.

먼저, 감쇠기 실린더는 가요성 용기(flexible container)로 간주하고, 여기에 기름과 가스 혼합체가 채워져 있는 것으로 생각한다. 또한, 가스는 분리된 공동으로 실린더 내에 존재하며, 감쇠기 작동중에는 가스가 기름으로 용해하거나 기름 속에 용해된 가스가 분리되는 일은 발생하지 않는 것으로 가정한다. 이러한 가정 하에서 기름의 유효 체적탄성계수  $K$ 는 다음과 같이 주어진다<sup>3)</sup>.

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{K_c} + \frac{1}{K_l} + \frac{V_g}{V} \left( \frac{1}{K_g} - \frac{1}{K_l} \right) \quad (9)$$

여기서,  $K_c$ ,  $K_l$ ,  $K_g$ 는 각각 실린더 벽의 체적탄성계수, 가스를 내포하지 않는 순수 기름의 체적탄성계수, 가스의 체적탄성계수를 나타낸다. 그리고,  $V_l$ ,  $V_g$ 는 각각 실린더 내 밀폐 공간의 체적과 가스의 체적을 나타낸다. 식 (9)에 포함된  $K_g$ 는  $nP$ 로 대체될 수 있으며, 여기서  $n$ ,  $P$ 는 각각 폴리트

로픽 지수(polytropic index) 및 절대압력을 나타낸다. 식 (9) 속의  $K_c$ 는 다음과 같이 정의된다.

$$K_c = \frac{V_c}{\Delta V_c} \Delta p \quad (10)$$

여기서,  $V_c$ 는 감쇠기의 체적이다. 감쇠기 실린더 외벽에는 실린더 내의 압력 변화에 따라서 반경 방향 응력, 접선 방향 응력 및 축 방향 응력이 발생한다. 이러한 응력 하에서 감쇠기 실린더의 반경, 길이 변화는 후벽(thick wall) 실린더 탄성에 관한 방정식들을 사용하여 계산할 수 있다<sup>4)</sup>. 또한, 식 (10)에서 사용한  $\Delta V_c$ 는 감쇠기 실린더의 반경 및 길이 변화 계산치로부터 계산에 의하여 구할 수가 있다. 그리고,  $K_l$ 은 압력과 온도에 따라 변화하며,  $K_l$  변화에 대한 실험식들이 몇몇 연구자들에 의하여 보고되어 있다. 이 연구에서는, Klaus and O'Brien<sup>5)</sup>에 의하여 보고된 실험식으로부터 얻은 다음의 근사식을 사용하기로 한다.

$$K_l \approx (K_0 + 5.3(p - p_0)) \times 10^{-0.002394(T - T_0)} \quad (11)$$

(at  $p$  0 ~ 100 bar,  $T$  0 ~ 200 °C)

여기서,  $K_0$ 은  $p = p_0$ (atmospheric pressure) 및  $T = T_0$ (20°C)에서의 기름의 체적탄성계수이다. 식 (9)에 포함된  $V_g$ 는 다음 식으로부터 계산할 수 있다.

$$V_g = m_g \frac{R_g T}{P} \quad (12)$$

여기서,  $m_g$ 는 감쇠기 내에 존재하는 가스의 질량이며, 가스 상수와 초기 상태의 압력치 및 온도를 사용하여 추정할 수 있다. 그리고,  $R_g$ ,  $T$ 는 각각 가스의 기체 상수, 온도를 나타낸다.

감쇠기 내에서의 손실 에너지에 의한 기름의 온도 상승에 대해서는 다음 절에서 기술하기로 한다.

### 3.4 감쇠기 내에서의 손실 에너지에 따른 기름의 온도 상승

반응동 제어 법칙에 의하여 Fig. 1에 나타낸 유압 감쇠기에서의 감쇠력을 제어할 때에 제어 밸브를 통한 기름 유동에 따른 손실 에너지, 그리고 다른 부차적 손실 에너지, 예를 들면 피스톤과 실린더 사이의 마찰 에너지 등은 감쇠기 내부의 기름

과 가스의 온도 및 체적을 변화시키므로, 감쇠기 내의 평균압력이 변화하게 된다.

이 절에서는, 다음에 열거하는 가정 하에서 기름과 가스의 온도 상승을 평가하기 위한 기초 방정식을 구하기로 한다.

(1) 감쇠기 내에서의 열 발생은 제어밸브를 통과하는 기름의 유동에 의해서만 일어난다. 즉, 다른 부차적 에너지 손실은 일어나지 않는다.

(2) 감쇠기 내에서 발생한 열은 기름과 가스의 온도 상승에만 기여한다. 즉, 발생한 열 에너지가 감쇠기 구조부 및 주위 공기로는 전파되지 않는다.

(3) 감쇠기 내 기름과 가스의 온도는 공간 평균 온도치로 균일하다.

위의 가정 (2)는 감쇠기 작동 시간이 매우 단시간인 경우에는 정당화될 수 있다. 이상과 같은 가정 하에서 감쇠기 작동중의 누적 열발생  $H$ 는 다음 방정식으로부터 구할 수 있다.

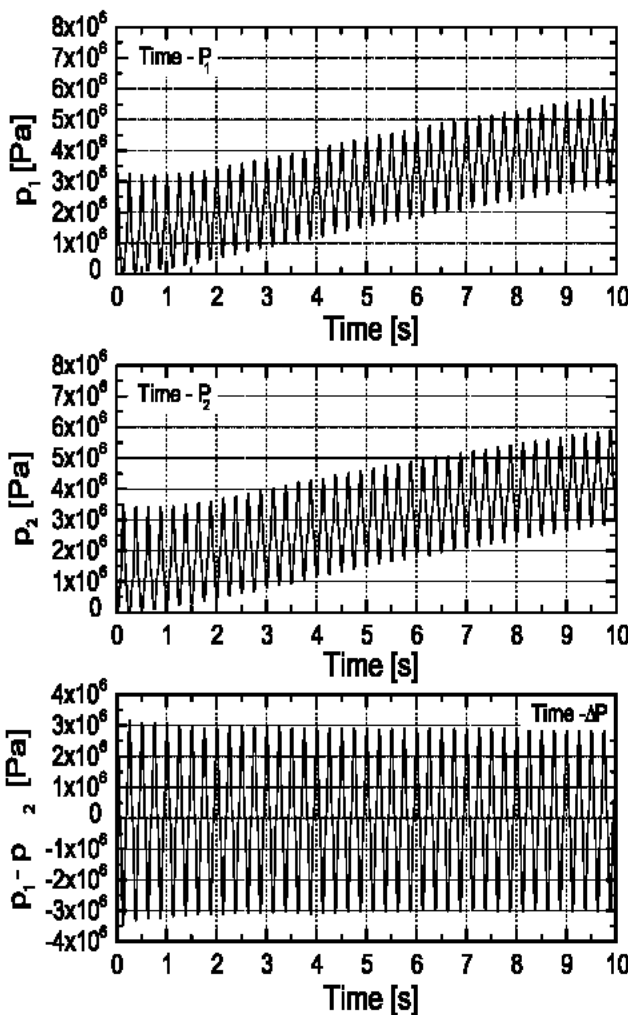
$$H = \int_0^t Q_v (|p_1 - p_2|) dt \quad (13)$$

감쇠기 내 기름과 가스 혼합체의 온도는 다음과 같이 구해진다. 여기서  $t$ 는 감쇠기 작동 이후의 소요 시간이다.

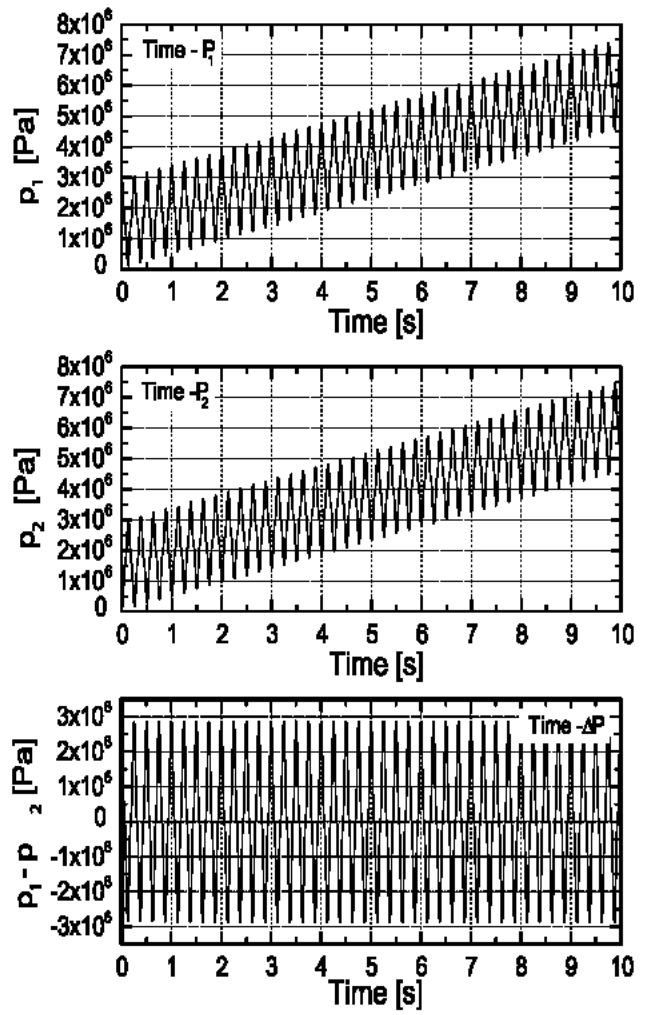
$$T = T_0 + \frac{H}{m_o C_o + m_g C_g} \quad (14)$$

$$\approx T_0 + \frac{H}{m_o C_o}$$

식 (14)에서  $T_0$ 는 감쇠기 내의 초기 온도이며,  $m_o, C_o$ 는 각각 기름의 질량, 기름의 비열을 나타낸다. 그리고,  $C_g$ 는 감쇠기 내의 가스의 비열이다. 식 (14)에 기술된 바와 같이, 보통의 유압 감쇠기에서  $m_g C_g$ 는  $m_o C_o$ 에 비하여 매우 작기 때문에 무시할 수 있다.



(a) experimental result



(b) simulated result

Fig. 3 Pressure  $p_1$ ,  $p_2$  and pressure difference  $p_1 - p_2$

4. 결과 및 고찰

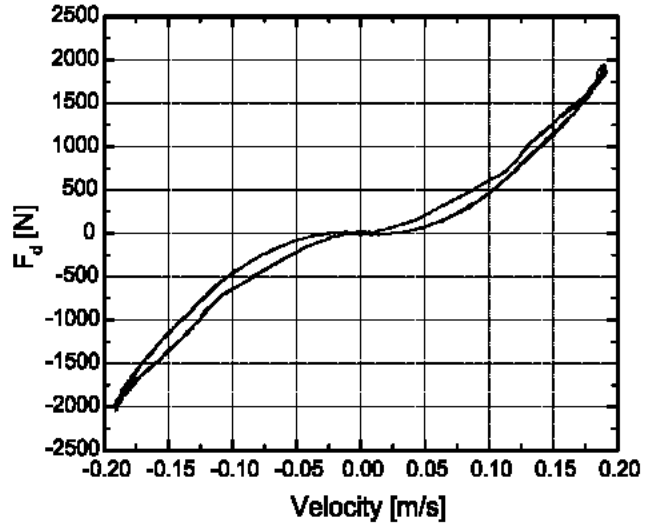
대상 유압 감쇠기의 동적 거동을 조사하기 위하여 Fig. 1에 나타낸 유압 감쇠기의 한쪽 끝은 고정시키고, 다른 한쪽 끝은 유압 서보식 가진기를 사용하여, 피스톤과 실린더 사이의 상대 변위가 정현파(sine wave) 신호가 되도록 가진하였다. 실험에 사용한 감쇠기의 실린더 내경은 28.4 mm, 실린더 길이는 50.8 mm였으며, 감쇠력 제어 밸브의 개구 면적은 1.79 mm<sup>2</sup>, 가진시의 진폭은 7.5 mm였다. 실험에서 측정된 양쪽 체임버의 압력  $p_1$ ,  $p_2$  및 압력차  $p_1 - p_2$ 를 Fig. 3 (a)에 나타내었다.

Fig. 3 (a), (b)에서 알 수 있는 바와 같이  $p_1$ ,  $p_2$ 는 서로 역 위상의 관계에 있으며, 시간 경과와 더불어  $p_1$ ,  $p_2$ 의 평균치가 지속적으로 증가함을 알 수 있다. 그러나 양측 체임버의 압력차  $p_1 - p_2$ 는 동일한 형태의 사이클이 반복되고 있음을 알 수 있으며, 따라서 피스톤 속도가 +, -로 바뀌에 따라 대칭적인 감쇠력~피스톤 속도 선도가 얻어질 것으로 예측된다.  $p_1$  및  $p_2$ 가 지속적으로 증가하는 것은 감쇠력 제어밸브에서의 손실에너지로 인하여 발생하는 감쇠기 내 기름 및 가스의 열 팽창력에 따른 것으로 생각된다.

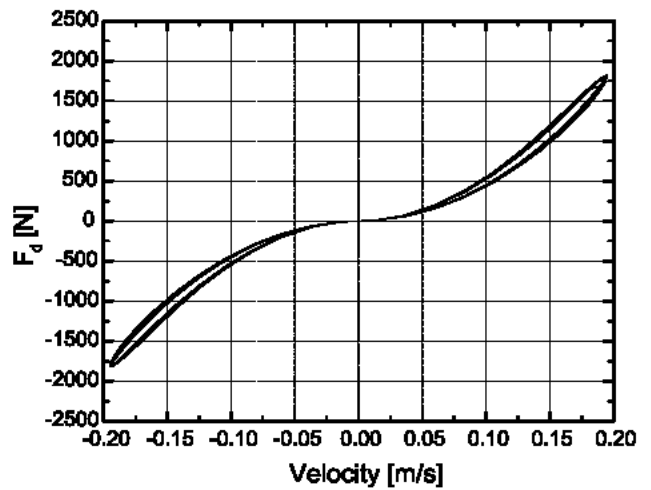
Fig. 3 (b)는  $p_1$ ,  $p_2$  및  $p_1 - p_2$ 에 대한 시뮬레이션 결과를 나타낸 것이다. 시뮬레이션에서는 실린더 속 가스 함유율을 표준상태하에서 실린더 내 체적의 20%로 간주하였다. 그림에서 압력차  $p_1 - p_2$ 의 계산치는 실험치와 매우 잘 일치함을 알 수 있다.  $p_1$ ,  $p_2$ 의 계산치를 실험치와 비교해 볼 때, 계산치에서는 더욱 빠른 속도로 평균 압력이 상승하는 것으로 나타났으며, 이러한 결과는 시뮬레이션에서 감쇠기 내 발생열이 감쇠기 구조물 및 주위 공기로는 전파되지 않는다고 가정했기 때문인 것으로 추측된다.

Fig. 4에는 감쇠기에서 발생하는 감쇠력에 대한 실험 결과 및 시뮬레이션 결과를 나타내었다. 시뮬레이션 결과가 실험 결과와 비교적 잘 일치함을 알 수 있다.

Fig. 5에는 감쇠기 내부의 온도 변화에 대한 계산치를 나타내었으며, 10초 동안에 약 25 K만큼 온도가 상승하는 것으로 계산되었다. 실제로는 감쇠기 내부에서의 온도 상승이 계산치보다는 다소 작을 것으로 생각된다.



(a) experimental result



(b) simulated result

Fig. 4 Relation between damping force and piston velocity

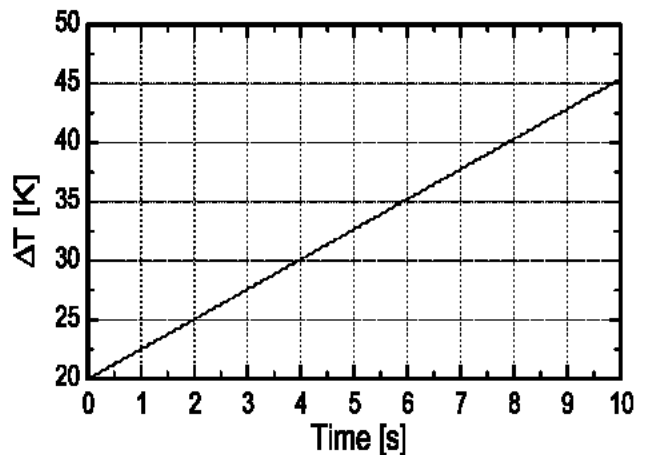


Fig. 5 Temperature variation in the damper (simulation)

## 5. 결 론

대칭 실린더형 유압 감쇠기의 동적 거동을 실험 및 시뮬레이션을 통하여 조사하였으며, 이 연구에서 제안한 수학 모델을 사용함으로써 감쇠기 내에서의 압력 변화, 감쇠력, 평균압력 변화를 비교적 정밀하게 모의할 수 있음을 확인하였다.

아울러, Fig. 1에 나타낸 대칭 실린더형 유압 감쇠기를 진동 제어의 목적으로 사용할 때에는 비교적 짧은 시간 동안에 감쇠기 실린더내의 평균 압력이 급격히 상승하여 감쇠기 자체가 손상을 입을 수도 있음을 확인할 수 있었다.

## 후 기

이 논문은 1999년도 부경대학교 학술진흥재단의 학술연구비에 의하여 이루어졌음을 밝힙니다.

## 참고문헌

1. The Japanese Society of Hydraulics and Pneumatics, "Handbook of Fluid Power System", Tokyo, pp. 34~36, 1989
2. H. H. Lang, "A Study on the Characteristics of Automotive Hydraulic Dampers at High Stroking Frequencies", Ph. D. Dissertation, The University of Michigan, 1977
3. H. E. Merritt, "Hydraulic Control Systems", John Wiley & Sons Inc., New York, 1967
4. S. Timosenko, "Strength of Materials, Part II Advanced Theory and Problems", D. Van Nostrand Inc., New York, pp. 236~241, 1953
5. E. E. Klaus and J. A. O'brien, "Precise Measurement and Prediction of Bulk Modulus Values for Fluids and Lubricants", Transactions of the ASME, Ser. D, Vol. 86, pp. 469~474, 1964