

ER 댐퍼의 이력현상을 고려한 댐핑력 특성 고찰 Damping Force Characteristics of ER Damper Considering Hysteresis

홍성룡*·송현정*·한상수*·최승복**

Sung-Ryong Hong, Hyun-jeong Song, Sang-Soo Han, Seung-Bok Choi

Key Words : ER Fluid(ER 유체), ER Damper(ER 댐퍼), Damping Force(댐핑력), Hysteresis(이력현상), Hydraulic Model(유체역학적 모델)

ABSTRACT

This paper presents hydraulic model which can capture the hysteric damping force behavior of ER damper. A flow mode type ER damper is manufactured, and its field-dependent damping forces are measured. Newly proposed hydraulic model which derived from physical hydro-mechanical parameters of ER damper are conventional Bingham model are investigated to represent the field-dependent damping force characteristics of ER damper. After principal parameters of two models are estimated from the measured damping forces data, the force vs velocity hysteresis cycles are then reconstructed. The results show that the proposed hydraulic model can capture the hysteresis behavior of ER damper accurately.

1. 서론

ER(electro-rheological)유체는 부하 되는 전기장의 강도에 따라 역학적 특성이 변하는 유체를 말하며, 비전도성 용매에 전도성을 갖는 입자들을 분산시킨 콜로이드(colloidal) 용액이다. ER 유체는 전기장 무부하 시 랜덤구조를 갖고 있는 뉴토니안(Newtonian)유체 특성을 갖지만, 전기장 부하 시 항복응력을 갖는 빙햄(Bingham)유체로 변하게 된다. ER 유체는 액상이나 고상으로 빨리 변화하는 가역적인 유동성질을 가지고 있으며 전기장의 세기를 조절하여 항복응력을 연속적으로 변화시킬 수 있다. 이러한 특성을 가진 ER 유체를 이용한 자동차용 ER 댐퍼 개발에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다.⁽¹⁻³⁾ ER 댐퍼는 전항복(pre-yield)영역에서 가진 속도가 증가할 때와 감소할 때 댐핑력의 차이를 보이는 이력현상(hysteresis)을 가지고 있다.^(4,5) 이러한 특성을 갖는 ER 댐퍼의 설계를 위해서는 전기장에 따른 ER 댐퍼의 거동을 정교하게 묘사할 수 있는 모델의 수립이 요구된다. 일반적으로 적용되고 있는 빙햄모델은 간단하지만, ER 댐퍼가 나타내는 이력현상은 표현하지 못한다. 한편, 부하되는 자기장에 의하여 항복응력이 변화하는 MR(magneto-rheological)유체를 이용한 댐퍼의 경우에도 ER

댐퍼와 비슷한 이력현상을 보이고 있다.⁽⁵⁾ 이러한 ER 및 MR 댐퍼의 이력현상을 해석하기 위하여 nonlinear hysteretic biviscous 모델^(4,5), nonlinear viscoelastic plastic 모델⁽⁴⁾, Bouc-Wen 모델⁽⁶⁾, polynomial 모델⁽⁷⁾ 등이 제안되었다. 본 연구에서는 실제 증형급 승용차에 설치될 수 있는 댐퍼의 제원을 근거로 한 실린더형 ER 댐퍼를 제작하였으며, 단품실험을 통하여 부하되는 전기장의 크기에 따른 댐핑력의 변화를 고찰하였고, 가진 속도 변화에 의하여 댐핑력의 이력현상이 나타나고 있는 것을 실험적으로 확인하였다. 이력현상을 표현하지 못하지만 단순한 Bingham 모델, 그리고 ER 댐퍼의 상하부 챔버와 가스챔버의 컴플라이언스(compliance) 효과가 고려된 유체역학적 모델링에 근거한 hydraulic 모델을 이용하여 ER 댐퍼의 댐핑력 모델링을 수행한 후, 실험결과와 두 모델을 비교함으로써 각 모델의 장단점과 타당성을 검증하였다.

2. ER 댐퍼의 이력현상

본 연구에서 제안된 실린더형 ER 댐퍼의 구조를 Fig.1 에 도시하였다. ER 댐퍼는 외측실린더, 내측실린더 그리고 피스톤으로 구분할 수 있으며, 내외측실린더 사이에는 ER 유체가 유동하도록 덕트(duct)로 구성되었다. 내측실린더와 외측실린더는 각각 (+), (-)전원이 연결되어 전극사이를 유동하는 ER 유체에 전기장을 부하하는 전극판의 역할을 한다. 피스톤을 중심으로 위쪽을 상부챔버, 아래쪽을 하부챔버로 정의하였고, 이 두 챔버에 ER 유체가 충전되어 있다. 외부가전에 의하여 피

* 인하대학교 대학원 기계공학과

** 인하대학교 기계공학과

E-mail : seungbok@inha.ac.kr

Tel : (032) 860-7319, Fax : (032) 868-1716

스톤로드(piston rod)와 피스톤은 상하 운동을 하게 되어 한쪽 챔버의 유체는 내외측 실린더 사이에 구성된 원형 덕트를 통하여 다른 쪽의 챔버로 유동하게 된다. 하부챔버는 크게 두 부분, 즉 댐퍼 내부의 피스톤 하부와 댐퍼 외부의 가스챔버로 구성된다. 부동피스톤(floating piston) 타입 가스 챔버는 급격한 피스톤 로드 운동으로 하부챔버로 전해지는 급격한 압력변화를 흡수하고 이때 발생할 수 있는 기포 등의 영향을 방지하는 역할과 열팽창에 따른 유체 부피를 수용하는 축압기(accumulator)로 작동하게 된다.

제작된 ER 댐퍼의 전극길이 30mm, 외측실린더 내경 37mm, 내측실린더외경은 35mm 이다. 전극 간격은 유체의 원활한 유동과 고전압증폭기의 용량을 함께 고려하여 1.0mm로 설계되었다. ER 댐퍼의 댐핑력 시험을 위하여 유압서보밸브로 구동되는 댐퍼시험기를 구성하여 댐퍼를 가진시키며 전기장 변화에 따른 댐퍼의 댐핑력 변화를 고찰하였다. 실험장치 구성과 실험과정은 참고문헌⁽⁷⁾에 자세히 기술되어 있으므로 생략한다. 실험조건으로 가스챔버의 가스압은 피스톤로드의 최대 신장 상태에서 30bar 이며, 댐퍼의 가진 변위는 진폭 20mm의 정현파형으로 설정하였다. ER 댐퍼가 인장(rebound) 운동을 할 때의 댐핑력을 (+)값으로, 반대방향인 압축(jounce)운동일 때의 댐핑력을 (-)값으로 표시하였다.

Fig.2는 1.4Hz의 정현파로 ER 댐퍼를 가진하여 얻은 댐핑력을 피스톤 로드의 속도에 대하여 도시한 것이다. 전기장 무부하 시 최대 200N의

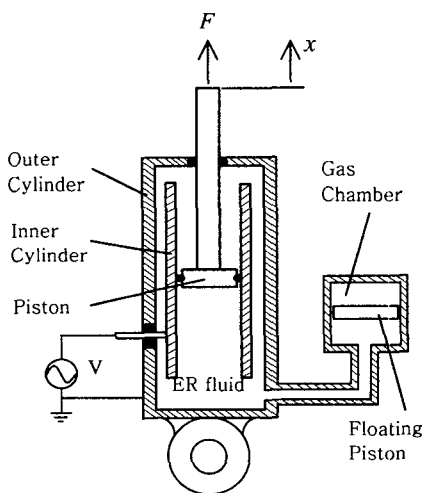


Fig.1 Configuration of ER damper

댐핑력이 발생되었으나, 4kV/mm의 전기장 부하 시 최대 1200N의 댐핑력이 발생되어 약 1000N의 제어가 가능한 댐핑력을 얻을 수 있었다. 실험결과에서 볼 수 있듯이 속도의 부호가 바뀌는 낮은 속도 영역에서 이력현상이 나타나고 있다. 이러한 ER 댐퍼의 이력현상에 영향을 미치는 요인은 여러 가지가 있는데 그 중에 ER 유체 자체의 특성에 의한 영향이 있다. 전기장이 부하되면 ER 유체 내의 입자는 체인형 구조를 형성하는데, 유체의 속도가 증가함에 따라 체인형 구조가 끊어지는 상태와 유체의 속도가 감소함에 따라 체인형 구조가 형성되는 상태 사이의 물리적 현상이 다르기 때문에 이력현상이 발생하게 되는 것이다. 한편, 가스 챔버의 압력 및 ER 유체의 압축성 즉 스프링 특성에 의한 영향이 있다. 또한, ER 유체의 관성, 실링 부분의 동적마찰에 의한 영향 등이 있다.

3. 댐핑력 모델

3.1 Bingham 모델

ER 유체의 거동은 일반적으로 다음과 같은 빙햄모델로 표현할 수 있다.⁽⁸⁾

$$\tau = \eta \dot{\gamma} + \tau_y(E) \text{sgn}(\dot{\gamma}), \quad \tau_y(E) = \alpha E^\beta \quad (1)$$

여기서, τ 는 ER 유체의 전단응력, η 는 점성계수, $\dot{\gamma}$ 는 전단비, $\tau_y(E)$ 는 항복전단응력으로서, 전기장 E 에 대하여 지수함수적으로 증가한다. 비례상수 α 와 지수 β 는 ER 유체에 사용된 용매와 입자의 종류, 조성비, 조성환경 등에 의하여 결정되는 고유 특성치이다. 빙햄모델을 이용하여 ER 댐퍼의

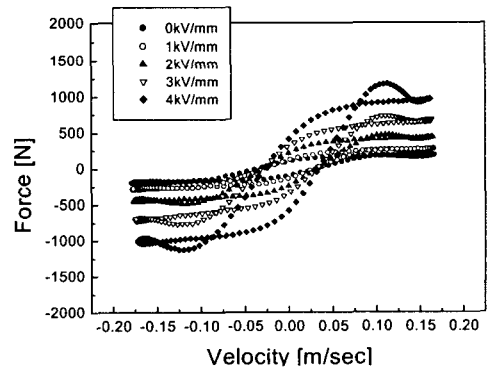


Fig.2 Measured damping force characteristics

댐핑력을 표현하기 위하여, ER 유체는 비압축성으로 가정하였고, 각 챔버의 내부압력은 모든 방향으로 균일하게 작용하여, 유로형상에 따른 압력손실은 없는 것으로 가정하였다. 빙햄모델에 기초한 ER 댐퍼의 댐핑력 특성을 Fig.3 에 나타내었으며, 댐핑력 ($F(t)$) 에 대한 지배방정식은 다음과 같다.^(5, 7)

$$F = c_0 \dot{x} + F_{ER}(E) \operatorname{sgn}(\dot{x}) \quad (2)$$

여기서 c_0 는 댐핑계수, \dot{x} 은 피스톤 속도, $F_{ER}(E)$ 은 전기장 부하를 통하여 조절되는 가변 댐핑력으로서 전기장 E 의 함수이며, 전극 설계변수와 식(1)에 나타낸 빙햄모델을 이용하여 예측될 수 있다.

3.2 Hydraulic 모델

Fig.4 는 본 연구에서 제안한 hydraulic 모델의 hydraulic-mechanical 선도를 나타낸다. Hydraulic 모델은 ER 댐퍼의 유체역학적 모델링을 통하여 하·상부챔버의 컴플라이언스(C_1, C_2), 가스챔버의 컴플라이언스(C_g), 전극사이를 유동하는 ER 유체의 관성(I_f) 이 고려된다. 또한, 유체점성에 의한 유동저항(R_f) 과 전기장에 의한 가변댐핑력이 ER 유체의 빙햄모델에 근거하여 hydraulic 모델에 고려된다.

먼저, ER 유체가 간극을 통하여 유동할 때 발생하는 전체 압력강하(ΔP) 는 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$\begin{aligned} \Delta P &= P_1 - P_2 \\ &= I_f A_f \ddot{x}_f + R_f A_f \dot{x}_f + \Delta P_{ER} \operatorname{sgn}(\dot{x}_f) \end{aligned} \quad (3)$$

여기서

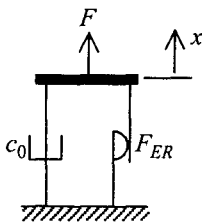


Fig.3 Bingham model of ER damper

$$I_f = \frac{\rho l}{A_f} R_f = \frac{12\eta l}{b h^3} \Delta P_{ER} = 2 \frac{l}{h} \tau_y(E) \quad (4)$$

상기 식에서, P_1 은 하부챔버의 압력, P_2 는 상부챔버의 압력, ΔP_{ER} 은 ER 유체의 항복응력에 의한 압력강하이다. x_f 는 ER 유체 관성의 변위, A_f 는 전극간극의 단면적, l 은 전극길이, h 는 전극간격, b 는 전극의 폭을 나타낸다. ρ 와 η 는 ER 유체의 밀도와 점성계수이다. 한편, 상부챔버와 하부챔버에서 발생하는 유체유동에 대한 연속방정식은 다음과 같이 표현된다.

$$C_1 \dot{P}_1 = -A_f \dot{x}_f + A_1 \dot{x} - A_c \dot{y} \quad (5)$$

$$C_2 \dot{P}_2 = A_f \dot{x}_f - A_2 \dot{x} \quad (6)$$

$$C_g \dot{P}_g = A_c \dot{y} \quad (7)$$

여기서, A_1, A_2 하·상부챔버에 대한 피스톤면적, A_c 가스챔버의 피스톤면적, \dot{y} 는 가스챔버 내의 부동피스톤의 속도, P_g 는 가스챔버의 압력이다. 식(5)~(7)에서 P_1, P_2, P_g, \dot{y} 를 소거하여 ER 댐퍼의 댐핑력을 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} F &= A_p \Delta P = m_f \ddot{x}_f + c_f \dot{x}_f + F_{ER} \operatorname{sgn}(\dot{x}_f) \\ m_f \ddot{x}_f + c_f \dot{x}_f + F_{ER} \operatorname{sgn}(\dot{x}_f) + k_1 x_f &= k_1 \lambda x \end{aligned} \quad (8)$$

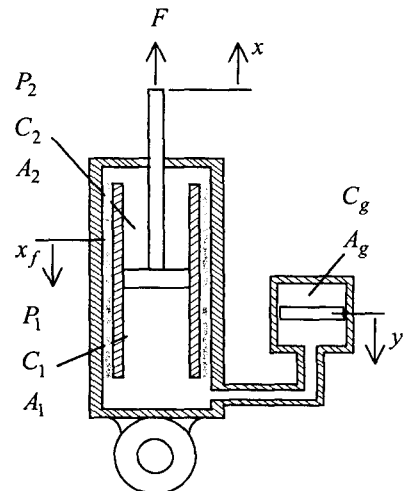


Fig.4 Hydro-mechanical diagram of ER damper

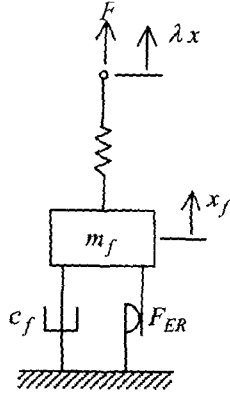


Fig.5 Equivalent mechanical model of Hydraulic model

여기서,

$$A_p \approx \frac{A_1 + A_2}{2}, m_f = I_f A_f A_p, c_f = R_f A_f A_p,$$

$$F_{ER} = A_p \Delta P_{ER}, k_1 = \left(\frac{A_f A_p}{C_1^*} + \frac{A_f A_p}{C_2^*} \right),$$

$$k_2 = \left(\frac{A_1 A_p}{C_1^*} + \frac{A_2 A_p}{C_2^*} \right), C_1^* = C_1 + C_g, C_2^* = C_2$$

$$\lambda = \frac{k_2}{k_1} \quad (9)$$

상기 식에서 m_f 와 c_f 는 전극 내 ER 유체의 질량과 댐핑을 나타낸다. 식(8)로 표현된 hydraulic 모델을 스프링, 댐핑, 쿨롱마찰요소로 표현하여 Fig.5에 나타내었다.

4. 결과 및 고찰

4.1 Bingham 모델

일반적으로, 빙햄모델의 파라미터와 전극설계변수로부터 식(2)에 나타낸 ER 댐퍼의 댐핑력 모델 파라미터를 예측할 수 있다. 하지만, 예측치와 실험치는 다소 오차를 보이게 되며, 실제 자동차 현가시스템에 댐퍼를 적용할 시에는 실험으로부터 얻어낸 파라미터를 적용하는 것이 보다 적절하다. 따라서, 본 연구에서는 각 모델의 파라미터를 전적으로 실험데이터로부터 도출한다. Matlab의 optimization tool를 이용하여 모델파라미터의 최적화를 수행하였으며, Bingham 모델의 최적화성

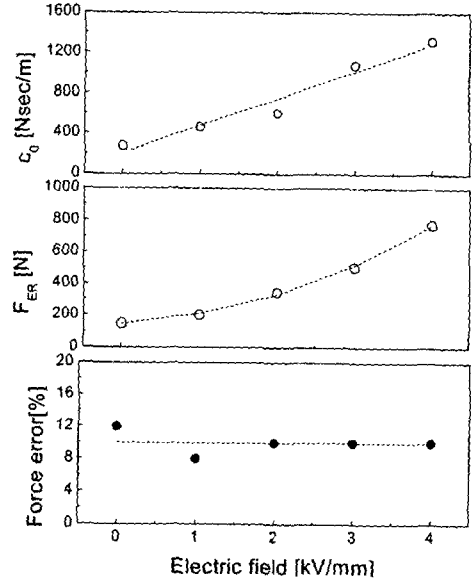


Fig.6 Parameter optimization results of Bingham model

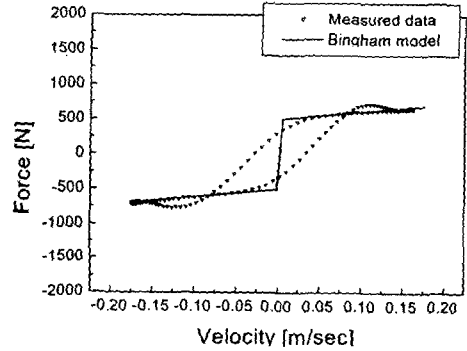


Fig.7 Bingham model reconstruction shown with measured data (Electric field : 3kV/mm)

능지수는 다음과 같다.

$$J(c_0, F_{ER}) = \sum_{k=1}^N \left[f(t_k) - \hat{f}(t_k) \right]^2 \quad (10)$$

여기서, $f(t_k)$ 와 $\hat{f}(t_k)$ 는 각각 시간 t_k 에서 실제로 측정된 댐핑력과 모델파라미터와 가진조건에 의하여 모델로부터 계산되는 댐핑력을 의미한다.

Fig.6은 Bingham 모델의 최적화를 통하여 얻은 모델파라미터를 도시한 것으로서, c_0 가 증가하는 경향을 보이므로, ER 댐퍼의 후항복 댐핑계수가 전기장이 높아짐에 따라 함께 증가하는 것을 알 수 있다. F_{ER} 은 전기장에 대하여 지수함수적

으로 증가하고 있다. 한편, 0kV 에서의 F_{ER} 은 ER 댐퍼 내부의 실(seal)에서 작용하는 Coulomb 마찰에 의한 값이다. 한편, Fig.6 에 도시된 측정된 댐핑력과 모델로부터 계산된 댐핑력의 차이를 나타내는 오차는 다음의 수식을 이용하였으며, 약 10%로 계산되었다.

$$Error[\%] = \frac{\sqrt{\frac{1}{N} \sum_{k=1}^N [f(t_k) - \hat{f}(t_k)]^2}}{\sqrt{\frac{1}{N} \sum_{k=1}^N [f(t_k)]^2}} \times 100 \quad (11)$$

Fig.7 은 Fig.6 에 나타낸 모델파리미터를 이용하여 계산한 댐핑력과 실험으로부터 얻은 댐핑력을 함께 도시하여 비교한 것이다. Bingham 모델의 경우 후항복(post-yield)영역에서의 댐핑력은 실험치와 잘 부합하지만, 속도가 낮은 전항복(post-yield)영역에서의 이력현상은 표현하지 못하여 속도의 부호가 바뀌는 0m/sec 에서 댐핑력의 오차가 급격히 커진다. 결국, Bingham 모델은 ER 댐퍼의 전항복영역에서의 이력현상을 표현하지 못하는 단점을 가지고 있다. 이와 같이 Bingham 모델은 ER 댐퍼의 이력현상을 정확하게 표현하지는 못하지만 물리적인 이론에 근거한 모델링 방법이며 다른 이력현상 모델이나 hydraulic 모델에 비하여 매우 간단한 수식으로 구성되므로 제어알고리즘 구현 시 많이 사용되고 있다.

4.2 Hydraulic 모델

식(8)에 나타낸 hydraulic 모델의 파라미터를 구하기 위하여 다음과 같은 성능지수를 도입하였다.

$$J(m_f, c_f, F_{ER}, k_1, k_2) = \sum_{k=1}^N [f(t_k) - \hat{f}(t_k)]^2 \quad (12)$$

Fig.8 은 hydraulic 모델의 최적화된 파라미터를 도시한 것이다. 파라미터 m_f , c_f , k_1 는 증가하거나 감소하는 경향을 보이지 않으며, k_2 (상부 챔버의 강성)이 전기장과 함께 증가하는 것을 확인할 수 있다. F_{ER} 은 식(9)에서 알 수 있듯이, 전기장에 대하여 지수함수적으로 증가하는 것으로 나타났다. 댐핑력과 모델로부터 계산된 댐핑력의

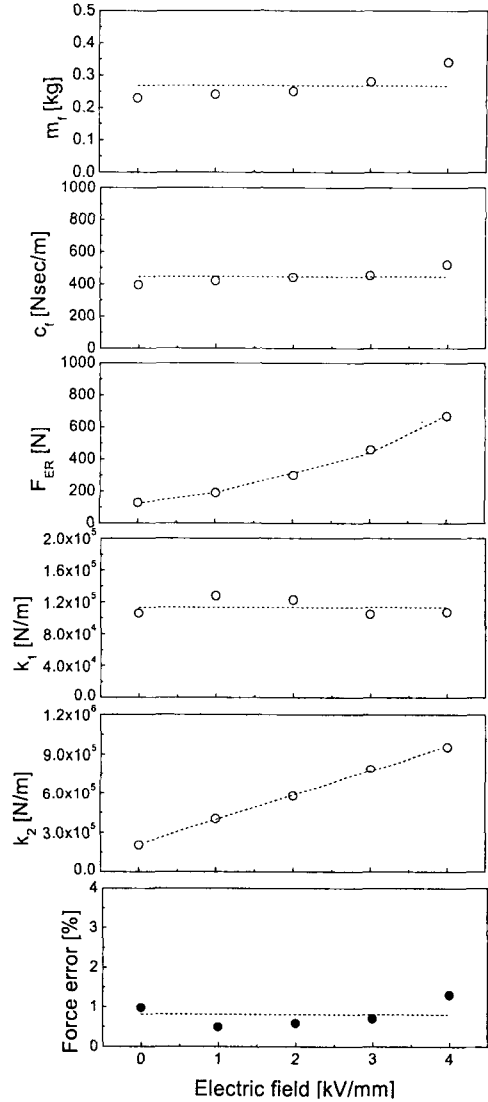


Fig.8 Parameter optimization results of Hydraulic model

차이를 나타내는 오차의 계산은 식(11)을 이용하였으며, 1%이하로 나타나 Bingham 모델보다 정확도가 상당히 높음을 확인할 수 있다. 최적화된 hydraulic 모델의 파라미터와 가진조건으로부터 계산된 댐핑력을 실험적으로 얻은 댐핑력을 함께 도시하여 Fig.9 에 나타내었다. 전 속도영역에서 실험치와 모델이 잘 부합하는 것을 확인할 수 있다. 특히, Preyield 영역에서 ER 댐퍼의 이력현상이 효과적으로 나타나고 있다. Hydraulic 모델은 물리적 근거로부터 유도된 모델임과 동시에 ER 댐퍼의 이력현상을 잘 나타낼 수 있다.

Fig.10 은 전기장 및 가진조건을 변화시킨 경우의 댐핑력을 앞서 얻은 hydraulic 모델파라미터

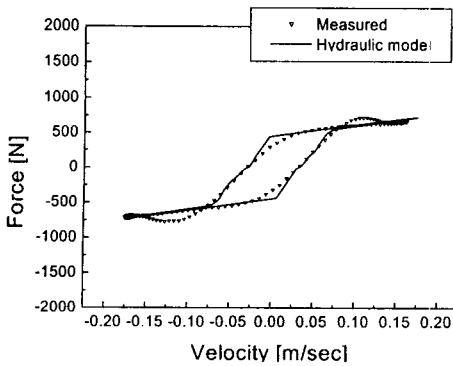


Fig.9 Hydraulic model reconstruction shown with measured data(Electric field : 3kV/mm)

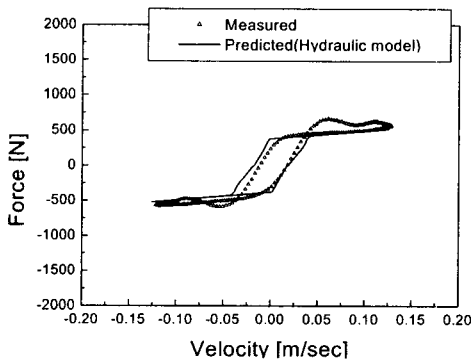


Fig.10 Comparison of predicted and measured damping force

를 이용하여 예측한 결과를 나타낸 것이다. m_f , c_f , k_1 는 산술평균값을 적용하였으며, k_2 는 전기장에 대한 일차함수, F_{ER} 은 전기장에 대한 지수함수로 표현하여, 앞서 시험하지 않은 전기장세기에 대한 파라미터를 추정할 수 있도록 하였다. 이때의 전기장은 2.5kV/mm, 가진변위는 25mm, 가진주파수는 0.8Hz 이다. 예측치와 실험치가 잘 부합하는 것을 확인할 수 있다.

5. 결론

본 연구에서는 ER 댐퍼의 댐핑력에 나타나는 이력현상이 표현할 수 있으며, 기계적 요소로 구성되어 물리적 의미를 갖는 hydraulic 모델을 유도하였다. 실린더 형태의 중형급 승용차용 ER 댐퍼를 제작하여 댐핑력 측정 실험으로부터 얻은 실험데이터를 이용하여, hydraulic 모델의 주요 파라미터를 추출할 수 있었다. 또한, 간단한 Bingham 모델과의 비교를 통하여 전향복영역의 이력현상을

정교하게 표현하는 우수성을 입증하였으며, 특정 시험조건에서 얻어진 모델파라미터를 이용하여 다른 가진조건과 전기장세기에서 전향복영역의 이력현상 및 후향복영역에서의 댐핑력을 우수하게 예측할 수 있음을 확인하였다.

후기

본 연구는 국가지정연구실(National Research Laboratory : NRL)프로그램의 지원에 의하여 이루어 졌으며 이에 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Choi, S. B., Choi, Y. T., and D. W. Park, 2000, "A Sliding Mode Control of a Full-Car Electrorheological Suspension System Via Hardware in-the-loop Simulation", *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, Vol. 112, pp. 114~121.
- (2) Choi, S. B., Choi, Y. T., Chong, E. G., Han, S. J., and Kim C. S., 1998, "Control Characteristics of a Continuously Variable ER Damper", *Mechanics*, Vol. 8, pp. 143~161.
- (3) Petek, N. K., Romstadt, D. J., and Weyenberg, T. R., 1995, "Demonstration of an Automotive Semi-Active Suspension Using Electrorheological Dampers", SAE Technical Paper Series 950586.
- (4) Kamath, G. M. and Wereley, N. M., 1997, "Nonlinear Viscoelastic-Plastic Mechanism-Based Model of an Electrorheological Damper", *Journal of Guidance, Control, and Dynamics*, Vol. 20, No. 6, pp. 1125~1132.
- (5) Wereley, N. M., Pang, L., and Kamath, G. M., 1998, "Idealized Hysteresis Modeling of Electrorheological and Magnetorheological Dampers, *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, Vol. 9, pp. 642~649.
- (6) Spencer, B. F., Dyke, S. J., Sain, M. K., and Carlson, J. D., 1997, "Phenomenological Model of a Magnetorheological Damper", *ASCE Journal of Engineering Mechanics*, Vol. 123, no. 3, pp. 230-238.
- (7) Choi, S. B., Lee, S. K., and Park, Y. P., 2001, "A Hysteresis Model for the Field-dependent Damping Force of a Magnetorheological Damper", *Journal of Sound and Vibration*, Vol.245, No.2, pp.375~383.
- (8) Block, H. and Kelly, J. P., 1989, "Review ARTICLE Electro-rheology", *J. of Phys. D : Appl. Physics*, 21, pp.1661~1677.