

부동피스톤과 스프링을 갖는 반능동 ER 댐퍼의 성능평가

최 승 복* · 김 완 기**

(1999년 3월 15일 접수)

Performance Evaluation of a Semi-Active ER Damper with Free Piston and Spring

Seung-Bok Choi and Wan-Kee Kim

Key Words : Electro-Rheological Fluid(전기유동 유체), Semi-Active Damper(반능동 댐퍼), Orifice Type(오리피스형), Free Piston(부동 피스톤), Skyhook Control(스카이훅 제어)

Abstract

This paper presents a novel type of a semiactive damper featuring an electro-rheological(ER) fluid. Unlike conventional cylindrical ER damper, the proposed one has controllable orifices by the intensity of electric fields (We call it orifice type). The dynamic model of the orifice type ER damper is formulated by incorporating field-dependent Bingham properties of an arabic gum-based ER fluid. Design parameters such as electrode gap are subsequently determined on the basis of the dynamic model. After manufacturing the orifice type ER damper, field-dependent damping forces and damping force controllability are empirically evaluated. In the evaluation procedure, conventional cylindrical ER damper is adopted and its performance characteristics are compared with those of the orifice type ER damper. In addition, the proposed one is installed with a full-car model and its vibration control performance associated with a skyhook controller is investigated.

1. 서론

최근 각광을 받고 있는 지능재료 중의 하나인 전기유동(Electro-Rheological; 이하 ER)유체는 부하되는 전기장에 의하여 항복응력과 가점성이 변하며, 그 반응이 매우 빠르고 전기장 부하에 대하여 가역적인 반응을 나타낸다. 또한 부하되는 전기장의 크기에 따라 연속적으로 제어할 수 있는 특성을 갖고 있어 많은 분야에서 관심을 끌고 있다. 더욱이 전기장만을 유체에 부하하면 되므로 부가적인 장치가 필요없어 응용 장치 설계의 단순화를 가져올 수 있으며, 상변화에 요구되는 전기장은 높지만, 전류는 매우 낮으므로 소비 전력이 낮은 장점을 갖고 있다. 이러한 ER 유체가 갖고 있는 장점을 이용하여 자동차의 현가장치, 제진대,

엔진 마운트, 클러치, 브레이크, 밸브, 그리고 지능 구조물에 대한 응용 연구가 진행되고 있다. 특히 자동차 적용을 위한 반능동형 현가장치에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다.

ER 유체를 이용한 반능동형 현가장치에 대한 성능의 우수성은 이미 여러 연구를 통하여 알려져 왔다. 독일 Bosch 사의 Hagele 등⁽¹⁾은 피스톤에 다단 원관형 전극으로 구성된 ER 댐퍼를 만들어 실험한 결과 최대 4.2kV/mm 인가시 약 300N 정도의 댐핑력을 얻었다. 미국의 Petek⁽²⁾은 기존의 상용 댐퍼와 같은 수준의 댐핑력을 발생시키는 단일튜브 형태의 ER 댐퍼를 제작하여 그 성능을 실험적으로 고찰하였다. 그 후 Petek 등⁽³⁾은 실제 자동차의 앞쪽과 뒤쪽 모두 ER 댐퍼를 장착한 현가장치 시스템을 구성한 후, 차체의 피치(pitch), 히브(heave), 그리고 롤(roll)운동이 고려된 스카이훅 제어알고리즘을 통하여 현가장치의 성능향상을 고찰하였다. 한편, 국내에서도 ER 댐퍼에 관한 연구가 진행중이며, 실시간 실물 모의실험(HILS: hardware-

* 회원, 인하대학교 기계공학과

E-mail : soangback@dragon.inha.ac.kr

TEL : (032)860-7319 FAX : (032)868-1716

** 인하대학교 대학원 기계공학과

in-the-loop simulation)을 통하여 ER 현가장치의 제어성을 고찰하였다.⁽⁴⁾

지금까지 제안되어 연구되어온 ER 댐퍼는 모두 실린더형대로서 내측 실린더와 외측 실린더로 구성되는 원형 덕트 안에 ER 유체를 채우고 여기에 전기장을 인가하게 되면 ER 효과에 의해 댐핑력이 발생하는 형태이다. 실린더형 ER 댐퍼는 구조가 간단하고 발생가능한 댐핑력이 사용하는 ER 유체의 항복응력에 의존적이므로 설계 및 댐핑력 예측이 비교적 용이하다는 장점을 갖고 있다. 그러나, 실린더형 ER 댐퍼는 ER 효과에 의해서만 감쇠력이 발생하므로 댐퍼의 성능은 ER 유체의 항복응력에 크게 의존하며, 큰 댐핑력을 내기 위해서는 성능이 우수한 ER 유체의 사용이 필수적이므로 높은 비용등의 부대문제가 발생한다. 또한 유체 자체가 가지고 있는 침전문제 및 작동온도의 변화에 따른 유체의 성능 변화에 대하여 댐핑력 변화가 매우 민감하다.

이를 극복하기 위한 방안의 하나로 본 연구에서는 오리피스형 ER 댐퍼를 제안하였다. 오리피스형 ER 댐퍼는 인가하는 전기장에 따라 유로의 크기를 조절하여 댐핑력을 얻는 방식으로, ER 유체의 특성에 크게 의존하지 않는다. 따라서, 유체 자체가 갖고 있는 문제가 어느 정도 극복 가능하며, 주오리피스의 크기, 보조오리피스의 크기, 스프링 상수등 여러가지 설계변수를 조절함으로써 원하는 수준의 감쇠력을 얻을 수 있는 장점이 있다. 이러한 특징을 가지고 있는 ER 댐퍼의 댐핑력을 해석하기 위하여 동적 모델링을 수행하였으며, 오리피스형 ER 댐퍼를 설계·제작하고 실험을 통하여 전기장에 따른 댐핑력 및 댐핑력 제어특성등을 평가하였으며, 이들 성능을 기존의 실린더형 댐퍼와 비교하였다. 나아가서 제안된 오리피스형 ER 댐퍼를 전체차량에 장착하여 스카이hook제어기와 연계된 현가장치를 구성한 후 차량의 진동제어 성능에 대해서도 고찰하였다.

2. ER 댐퍼의 설계 및 제작

Fig. 1은 본 연구에서 제안된 오리피스형 ER 댐퍼의 작동원리를 보여주고 있다. 그림에서 보듯이 오리피스형 ER 댐퍼의 피스톤 헤드는 주오리피스와 보조오리피스, 스프링, 그리고 피스톤 헤드 내부를 자유로이 움직일 수 있는 부동 피스톤으로 구성되어 있으며 부동 피스톤은 스프링에 의해 지지되어 있다. Fig. 1의 (a)처럼 전기장을 인가하지 않았을 경우 주오리피스와 보조오리피스를 통하여 유동이 자유롭게 일어나지만, 전기장을 인가하게

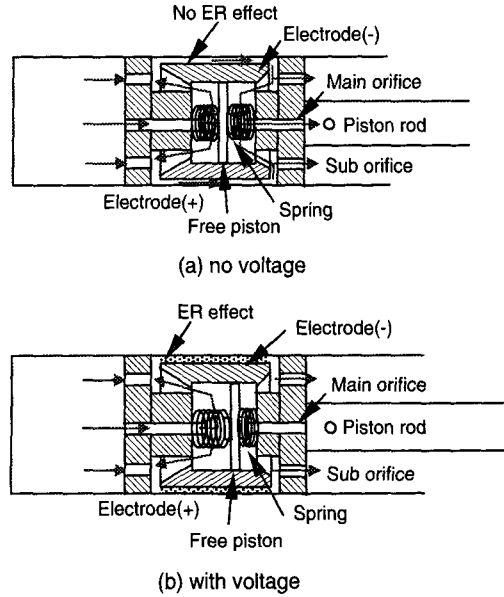


Fig. 1 Operating mechanism of the orifice type ER damper

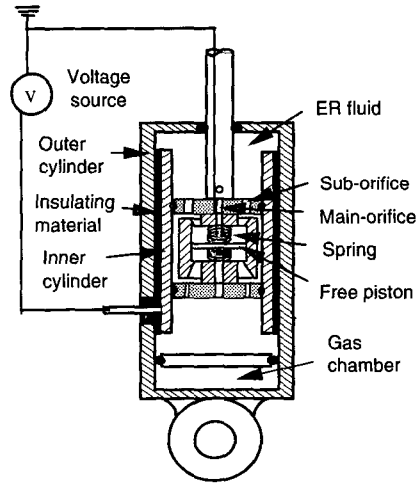


Fig. 2 Configuration of the orifice type ER damper

되면 (b)에서 보듯이 상부와 하부 사이에 ER 효과에 의해 압력차가 커져 부동 피스톤의 움직임이 커지게 되어 주오리피스로의 유로에 변화가 생기게 된다. 이러한 원리로 댐핑력이 발생하며 주오리피스가 완전히 막혔을 경우 최대 댐핑력이 발생하게 된다.

이러한 작동원리를 갖는 오리피스형 ER 댐퍼의 개략도를 Fig. 2에 도시하였다. 댐퍼내에서의 유량은 1개의 주오리피스와 2개의 보조오리피스로 흐르므로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$Q = Q_{mj} + 2Q_{sj} \quad (1)$$

여기서, Q_{mf} 는 피스톤헤드 상부에서 주오리피스 를 통과하는 유량을 나타내며, Q_y 는 피스톤헤드 상부에서 보조오리피스를 통과하는 유량을 뜻한다. 또한 피스톤헤드의 상부 오리피스를 통과하는 유체의 손실수두 h_f 는 다음식으로 주어진다.

$$h_f = \left(f \frac{l}{d} + K_i\right) \frac{v^2}{2g} \quad (2)$$

여기서, f 는 마찰 계수, d 는 오리피스 직경, l 은 오리피스의 길이, v 는 유체의 속도, g 는 중력 가속도이며, K_i 는 유로의 형상에 기인한 부차적 손실을 나타낸다. 주오리피스에서의 손실수두를 h_m , 보조 오리피스에서의 손실수두를 h_s 라고 하면 유체의 병렬흐름에서 손실수두 사이에는 다음과 같은 관계식이 성립한다.

$$h_f = h_m = h_s \quad (3)$$

식 (1)과 (3)을 동시에 만족시키는 해를 얻기 위해 반복계산법을 사용하면 유량의 변화에 따른 각 오리피스에서의 유체의 속도, 유량, 손실수두 등을 구할 수 있다. 마찰계수 f 는 Moody 선도 혹은 실험식을 이용하여 계산할 수 있다.⁽⁵⁾ 또한 피스톤 헤드 하부 오리피스에서 발생하는 손실수두 h_r 역시 식 (1)~식 (3)을 이용하여 동일하게 계산할 수 있다. 이로부터 유체가 오리피스를 통과할 때의 압력강하(ΔP_1) 및 이로 인한 댐핑력(F_1)은 다음과 같이 주어진다.

$$\Delta P_1 = \rho g(h_f + h_r), \quad F_1 = \Delta P_1(A_p - A_o - A_r) \quad (4)$$

여기서 ρ 는 유체의 밀도를 나타내며, A_p, A_o, A_r 은 각각 피스톤, 오리피스, 피스톤 로드와 단면적을 나타낸다.

유체가 가지고 있는 점성에 의해 발생하는 유체저항(R_e)은 ER 유체가 원형 덕트 사이로 유동될 때 발생하며 다음과 같이 주어진다.

$$R_e = \frac{12\eta L}{bh^3} \quad (5)$$

여기서, η 는 전기장 무부하시 ER 유체의 점성계수, L 은 안쪽 실린더의 길이, b 는 안 쪽 실린더의 바깥 원둘레, h 는 안 쪽 실린더와 바깥 쪽 실린더의 간격을 나타낸다. 이로 인한 압력강하는 다음과 같다.⁽⁴⁾

$$\Delta P_2 = R_e Q \quad (6)$$

또한, 전기장 부하시 ER 유체의 전단응력 증가에 따른 압력강하는 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$P_{ER} = 2 \frac{L}{h} \alpha E^\beta \quad (7)$$

여기서 α 와 β 는 입자 종류, 입자 중량비, 용매의 종류, 입자의 수분 함유량, 작동온도등 ER 유체의 조성조건 및 사용 조건에 따라 달라지는 ER 유체의 고유값으로 병행특성실험으로부터 얻어진다. E 는 인가하는 전기장을 나타낸다. P_{ER} 은 전기장 부하시 원형덕트 사이로 유동이 발생할 때 필요한 최소한의 압력으로 해석할 수 있다. 이때, 점성력과 ER 효과에 의한 댐핑력은 다음과 같다.

$$F_2 = (P_{ER} + \Delta P_2) \cdot (A_p - A_r - A_o) \quad (8)$$

점성 및 ER 효과에 의한 압력강하는 부동 피스톤을 움직이며, 궁극적으로 유로의 크기를 변화시키게 된다. 부동피스톤의 이동 거리는 다음과 같이 주어진다.

$$x_{fp} = \frac{(P_{ER} + \Delta P_2) \cdot A_{fp}}{(k_1 + k_2)} \quad (9)$$

여기서, A_{fp} 는 부동 피스톤의 면적, k_1, k_2 는 부동 피스톤 양옆에 있는 스프링 상수 값이다.

일반적으로 댐퍼가 작동될 때 주위와 많은 열교환을 하지 않으므로, 가스챔버에서 가스의 압축성으로 인해 발생하는 컴플라이언스(compliance)는 단일변화로 가정하여 선형화시키면 다음과 같은 관계를 얻는다.⁽⁴⁾

$$C_g = \frac{\Delta V}{\Delta P} = -\left(\frac{dV}{dP}\right)_0 = \frac{V_0}{P_0 n} \quad (10)$$

여기서, V_0, P_0 는 초기 가스챔버의 부피와 압력이며, n 은 비열비로 질소가스의 경우 1.4 이다. 가스챔버는 피스톤 로드가 움직인 만큼의 부피를 보상해 주는 역할 이외에 피스톤의 급격한 방향전환시 ER 유체에 기포가 발생하는 것을 방지하는 역할을 하며 질소가스로 충전되어 있다. 이로 인한 댐핑력은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$F_3 = \frac{A_c^2}{C_g} \cdot x \quad (11)$$

x 는 피스톤 로드의 이동거리이다.

이상의 결과로부터, 부동 피스톤과 스프링을 이용한 오리피스형 ER 댐퍼의 댐핑력은 오리피스에서의 댐핑력(F_1), ER 효과 및 점성에 의한 댐핑력

(F_2), 그리고 가스챔버에서 발생하는 댐핑력(F_3)의 합으로 나타낼 수 있으며 다음과 같다.

$$F = \frac{A_c^2}{C_g} x + (P_{ER} + R_c Q + \rho g(h_f + h_c))(A_p - A_f - A_b) \quad (12)$$

본 연구에서 사용된 ER 유체는 아라빅 검 입자와 트랜스포머 오일을 사용하여 조성하였다. ER 유체의 입자중량비는 30%이며 빙함특성실험을 통하여 얻은 ER 유체의 고유값인 α 와 β 값은 각각 132.59와 1.465이다. 이러한 ER 유체의 항복응력은 이전의 실린더형 ER 댐퍼에 적용되는 ER 유체의 항복응력 값과 비교하면 비교적 작은 값이다. 이렇게 ER 효과가 낮은 ER 유체를 선택한 이유는 오리피스형 ER 댐퍼의 가장 큰 특징인 낮은 항복응력을 갖는 ER 유체로도 높은 댐핑력을 구현할 수 있음을 입증하기 위해서다.

오리피스형과 실린더형 댐퍼 제작에 있어서 전체적인 외부크기 및 행정등 기본적인 사항은 소형 승용차에 적합하도록 하였으며, 두 종류의 댐퍼 비교를 위하여 다음의 설계변수를 고려하였다. 먼저 가장 중요한 설계변수인 전극 간극의 크기를 유동과 전기장 인가의 용이성을 고려하여 0.75mm로 동일하게 설정하였으며, 전극의 길이는 실린더형이 190mm, 오리피스형의 경우는 피스톤 로드의 행정거리를 고려하여 70mm로 하였다. 실린더형 ER 댐퍼는 유동모드이고 오리피스형 ER 댐퍼는 복합모드이지만 전극 간극이 충분히 작은 경우에는 유동모드와 복합모드의 차이가 없으므로 운동모드의 차이에 의한 영향은 무시하였다.⁽⁶⁾ 또한 오리피스형의 가장 주요한 설계변수인 오리피스의 크기는 주오리피스의 크기 8mm, 보조오리피스의 크기 2.5mm로 선정하여 오리피스형과 실린더형의 전기장을 인가하지 않았을 때의 기본 댐핑력을 같도록 하였다. 승용차용 댐퍼는 리바운드 운동일 경우에는 큰 댐핑력을 필요로 하지만 자운스 운동시에는 큰 댐핑력을 필요로 하지 않는다. 실린더형 ER 댐퍼는 리바운드와 자운스운동이 항상 대칭적으로 나타남에 반해 오리피스형은 이를 비대칭적으로 설계하여 실제시스템의 특성을 갖도록 하였다. 이를 구현하기 위해 부동피스톤과 주오리피스와의 거리를 각각 5mm와 10mm로 하여 리바운드 운동시에는 주오리피스가 완전히 닫히도록하여 큰 댐핑력을 발생하도록 하였고, 자운스 운동시에는 닫히지 않도록 설계변수를 정하였다.

가스챔버에 주입된 가스압은 피스톤로드의 최대 신장상태에서 주입된 압력으로 정하였고, 실험에 사용된 가스압은 두 종류의 댐퍼 모두 동일하

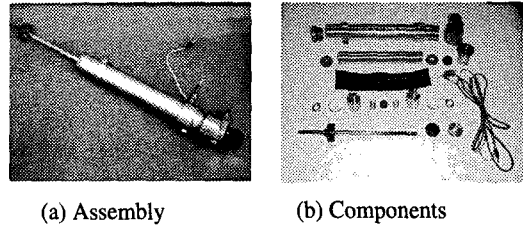


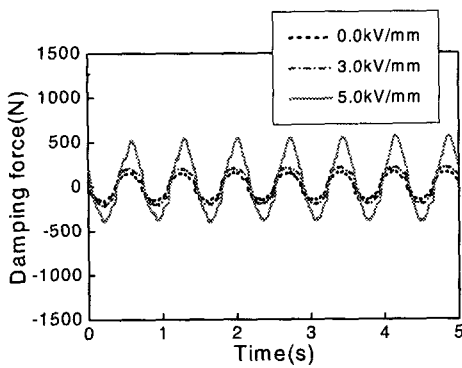
Fig. 3 Photograph of the orifice type ER damper

게 10bar를 사용하였다. 앞에서 제시한 모델링과 위와 같은 설계변수를 고려하여 오리피스형 ER 댐퍼를 실제 설계, 제작 하였으며 이의 조립도와 부품도를 Fig. 3에 나타내었다. 실린더형 ER 댐퍼의 사진은 참고문헌⁽⁴⁾에 나타나있기 때문에 여기서는 생략한다.

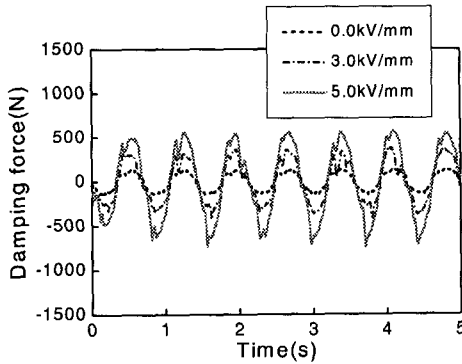
3. ER 댐퍼의 성능시험

오리피스형 ER 댐퍼와 실린더형 ER 댐퍼의 성능을 시험하기 위하여 유압 서보 밸브로 작동하는 댐퍼 시험기를 구성하고 이 시험기를 통하여 각 댐퍼의 성능을 고찰하였다. 댐핑력 측정을 위한 자세한 실험장치 구성과 실험절차는 참고문헌⁽⁴⁾에 잘 기술되어 있어 생략한다. 성능시험 수행시 ER 댐퍼내 ER 유체의 온도는 25~30°C범위 내에 있도록 하여 온도 변화에 따른 ER 효과의 변화를 최소화 하였다. 본 연구에서는 ER 댐퍼가 리바운드(인장) 운동을 할 때의 댐핑력을 (+)값으로, 반대방향인 자운스(압축) 운동을 때의 댐핑력을 (-)값으로 표시하였다. 먼저, 오리피스형과 실린더형 댐퍼의 댐핑력 특성 비교를 위하여 인가하는 전기장의 크기에 따른 시간 영역에서의 댐핑력 변화를 알아보고, 이 때 소모되는 전력의 양을 비교하였다. 또한 피스톤 속도에 따른 댐핑력 특성을 알아보았으며, 오리피스형의 경우 중요 설계변수인 보조 오리피스의 크기를 변화시키면서 댐핑력 변화를 알아보았다. 그리고 두 ER 댐퍼의 차량적용 가능성을 알아보기 위하여 PID 제어를 사용하였을 경우 요구 댐핑력 추적성능에 대하여 고찰하였다.

Fig. 4와 Fig. 5는 자체 조성된 ER 유체를 삽입한 ER 댐퍼에 전기장 크기를 0, 3, 5 kV/mm로 증가시켰을 때의 댐핑력 변화를 시간영역에서 도시한 것이다. 이때 가진조건으로 진폭은 ± 20 mm이며, 주파수는 1.0Hz와 3.0Hz이다. 이러한 가진 조건하에서 최대 피스톤 속도는 각각 0.178m/s와 0.377m/s이다. 가진 주파수를 2가지로 나눈 이유는 실린더형이 가진 주파수에 상관없이 인가하는 전기장에만 비례하여 댐핑력이 변하는 반면, 오리



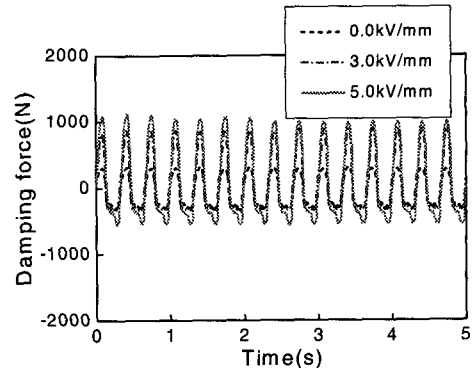
(a) Orifice type



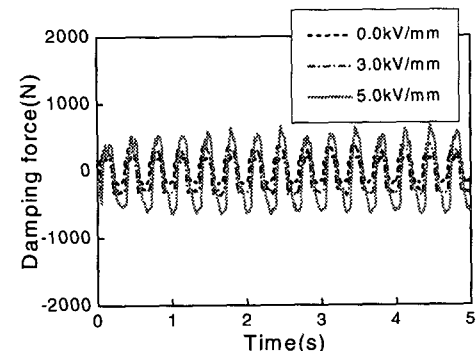
(b) Cylindrical type

Fig. 4 Field-dependent damping force at low piston velocity (1.0Hz)

피스톤은 인가하는 전기장의 크기와 가진주파수에 따라 댐핑력 특성이 많이 변하기 때문이다. 1.0Hz 가진에 의한 댐핑력 특성 Fig. 4 에서 보듯이 두 댐퍼의 경우 5kV/mm 인가시 전기장 무부하시에 비하여 약 380N의 댐핑력 증가가 발생하였다. 그러나, 3.0Hz의 비교적 높은주파수로 가진하였을 경우에는 5kV/mm를 인가하였을 때 최대 댐핑력이 오리피스형일 경우는 약 1100N 정도임에 반해 실린더형은 최대 530N의 댐핑력이 발생함을 알 수 있다. 이는 실린더형은 단순히 ER 효과에 의해서만 댐핑력이 나타나지만 오리피스형은 ER 효과에 의해 압력차가 커지고 궁극적으로 부동피스톤의 움직임을 크게하여 주오리피스로의 유로를 완전히 막았기 때문이다. 또한 실린더형은 리바운드와 자운스 방향의 댐핑력이 거의 유사하게 대칭적으로 나타남에 반해 오리피스형은 댐핑력이 비대칭적임을 수 있다. 이는 실제 차량의 요구 댐핑력을 고려하여 오리피스형의 댐퍼 설계시 리바운드 운동시에는 전기장을 인가하면 주오리피스가 완전히 닫히도록 설계변수를 설정한 반면 자운스 운동



(a) Orifice type

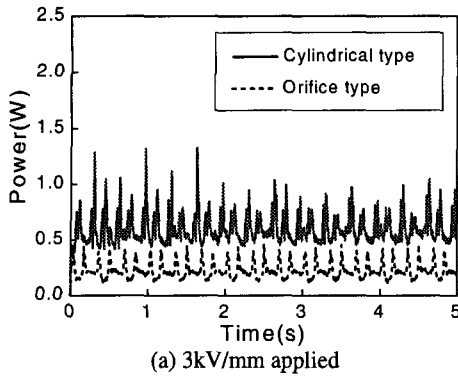


(b) Cylindrical type

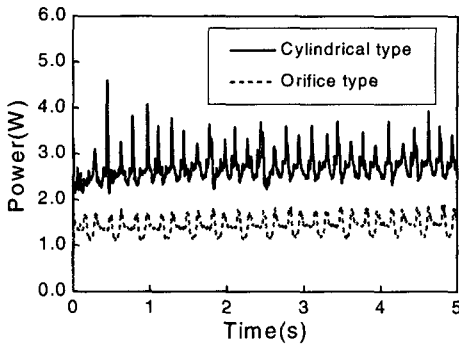
Fig. 5 Field-dependent damping force at high piston velocity (3.0Hz)

시에는 주오리피스의 큰 유로변화가 없도록 설계하였기 때문이다.

Fig. 6은 Fig. 5의 실험조건에서 ER 댐퍼가 작동하는데 필요한 전력소모의 양을 나타낸 것이다. ER 댐퍼의 가장 큰 장점중의 하나는 전력소모가 작다는 점이다. 실린더형의 전력소모는 5kV/mm 인가시 3watt 이하의 작은 값이지만 오리피스형은 이보다 더 작은 전력소모의 수준을 나타낸다. 결과적으로 오리피스형이 실린더형에 비해 더 큰 댐핑력을 발생하지만 전력소모는 오히려 작은 것을 알 수 있다. 이는 오리피스형의 전극길이가 실린더형의 37% 수준이기 때문이다. 한편, Fig. 7은 실험을 통하여 얻은 피스톤 속도에 따른 댐핑력의 변화를 도시한 것이다. 실린더형은 피스톤 속도에 관계없이 인가하는 전기장에 비례하여 댐핑력이 증가함에 반해 오리피스형은 댐핑력이 전기장 크기와 피스톤 속도에 매우 민감하게 변화하는 것을 알 수 있다. 특히 3kV/mm를 인가하였을 경우 피스톤 속도가 0.276m/s인 지점에서 갑작스런 댐핑력의 증가를 볼 수 있는데 이는 이 영역에서 주오



(a) 3kV/mm applied



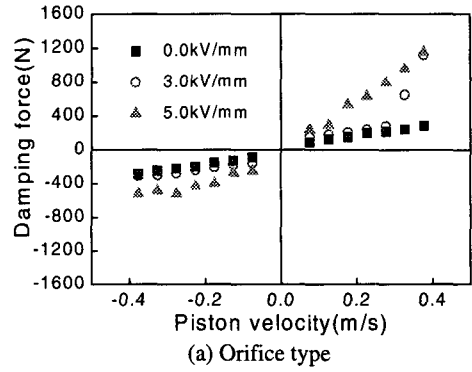
(b) 5kV/mm applied

Fig. 6 Comparison of the required power consumption

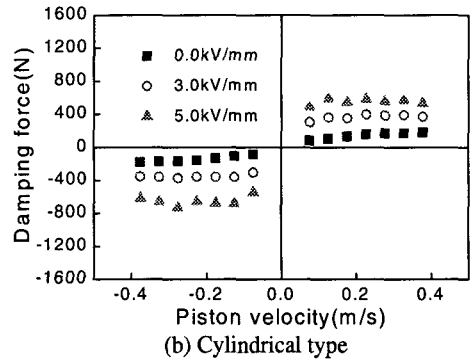
리피스가 닫혀서 발생하는 것이다. 또한 앞 절에서 유도한 이론식의 타당성을 증명하기 위하여 Fig. 8에 모의 실험 결과를 도시하였다. 여기서 실린더형과 오리피스형 ER 댐퍼 모두 실험치와 유사한 결과를 보여 댐퍼의 모델링이 타당하다는 것을 알 수 있었다.

Fig. 9는 오리피스형 ER 댐퍼의 여러 설계변수중 보조오리피스의 크기를 2.5mm에서 1.3mm로 줄였을 경우의 피스톤 속도에 대한 댐핑력의 변화를 도시한 것이다. 전기장 무부하시에는 두 경우 거의 유사한 댐핑력 특성을 나타내지만, 5kV/mm를 인가하면 1.3mm의 경우 최대 댐핑력이 약 1100N에서 약 3000N까지 증가함을 알 수 있다. 즉 제안된 오리피스형 ER 댐퍼는 주오리피스의 크기, 보조오리피스의 크기, 스프링 상수, 주오리피스와 보조오리피스와의 거리등을 조절함으로써 피스톤 속도와 연계하여 원하는 수준의 감쇠력을 얻을 수 있음을 제시하고 있다.

Fig. 10은 두 ER 댐퍼의 댐핑력 추적 제어실험 결과이다. 오리피스형의 경우 인장시 큰 댐핑력이, 압축시 작은 댐핑력이 발생되므로 요구댐핑력을

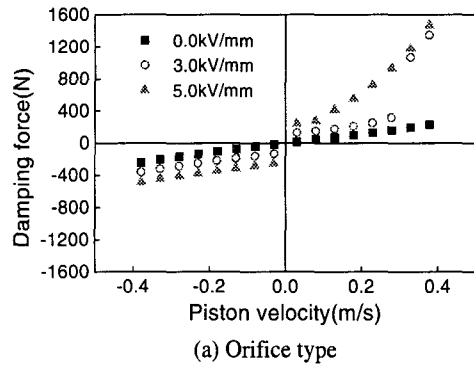


(a) Orifice type

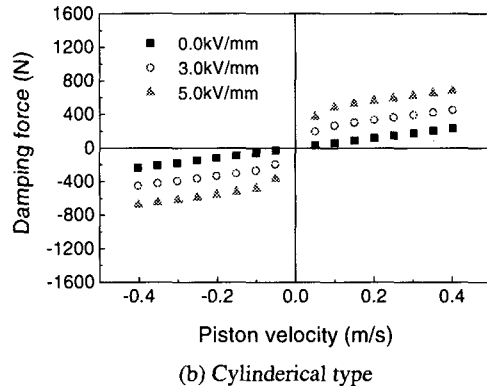


(b) Cylindrical type

Fig. 7 Damping force vs. piston velocity (measured)

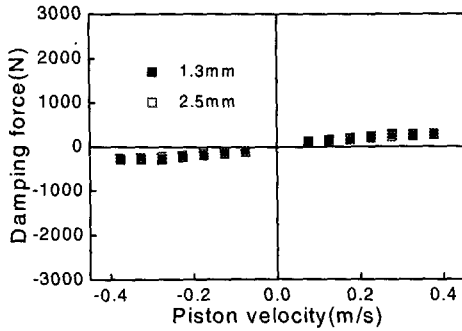


(a) Orifice type

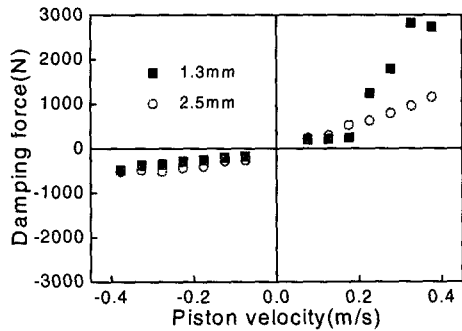


(b) Cylindrical type

Fig. 8 Damping force vs. piston velocity (simulated)



(a) 0kV/mm applied



(b) 5kV/mm applied

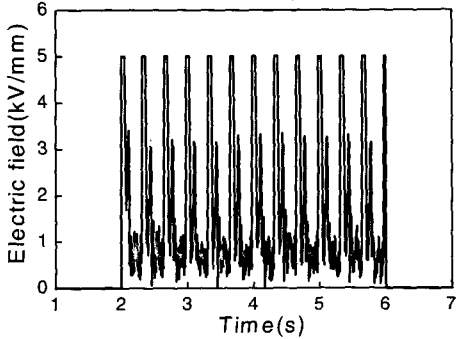
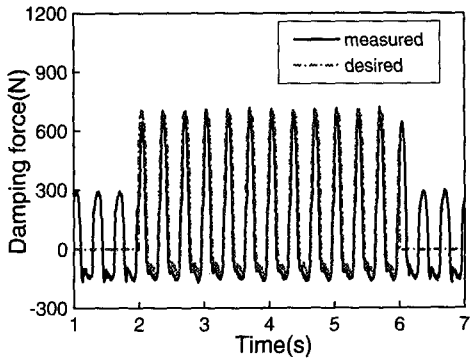
Fig. 9 Damping characteristics of the orifice type ER damper with different suborifice

$F_d = CV_p + 300$ 으로 양의 방향의 편심을 주었으며, 실린더형은 인장과 압축의 경우 대칭된 댐핑력이 발생하므로 요구댐핑력은 피스톤 속도 V_p 에 비례하는 $F_d = CV_p$ 표시하였다. 그리고 두 댐퍼 모두 요구댐핑력의 비례상수 C 값은 2000을 설정하였다. 오리피스형의 요구댐핑력은 3Hz 정현파로 설정하였는데 그 이유는 고주파수 경우의 추적제어성능여부를 알아보기 위함이다. 이에 반해 실린더형은 비교적 낮은 차체 공진주파수인 1.4Hz의 정현파로 설정하였다. 요구댐핑력을 추적하기 위한 제어기로는 PID 제어기를 사용하였으며, 제어이득은 P, I, D 각각 0.02, 0.005, 0.0001을 사용하였다. 제어결과에서 보듯이 오리피스형과 실린더형 모두 요구댐핑력을 비교적 우수하게 잘 추적함을 알 수 있다. 이로부터 제안된 ER 댐퍼의 차량적용시 우수한 진동절연 효과를 기대할 수 있다.

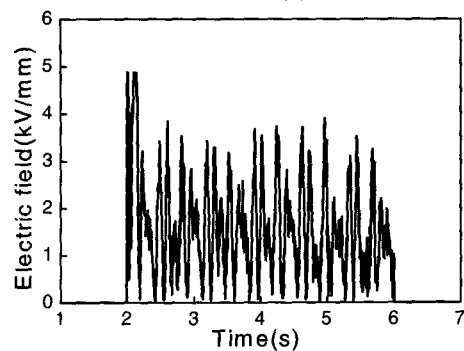
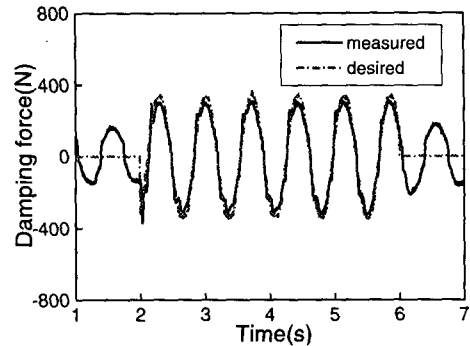
4. ER 현가장치의 성능해석

4.1 차량 모델링

오리피스형 ER 댐퍼를 차량에 적용한 시스템을 7자유도로 가정하여 모델링을 하고 그에 관한 지



(a) Orifice type



(b) Cylindrical type

Fig. 10 Damping force control with PID controller

배방정식을 유도하였다. Fig.11 은 ER 현가장치를 장착한 차량을 도시한 것이다. 차체와 차륜은 각각 강체로 해석하고 차체의 끝단에 4 개의 독립현가방식인 ER 현가장치를 장착한 것으로 구성하였다. 차륜은 언스프링매스와 강성만을 갖는 모델로 가정하였다. 이때 실제 자동차에서 발생할 수 있는 타이어의 댐핑은 타이어의 강성에 비하여 무시할 만큼 작으므로 고려하지 않았다. 본드그래프방법을 이용하여 전체 차량의 동적지배방정식을 구하면 다음과 같다.⁽⁴⁾

$$M\ddot{z}_g = -f_{s1} - f_{s2} - f_{s3} - f_{s4} - F_{ER1} - F_{ER2} - F_{ER3} - F_{ER4}$$

$$J_\theta \ddot{\theta} = af_{s1} + af_{s2} - bf_{s3} - bf_{s4} + aF_{ER1} + aF_{ER2} - bF_{ER3} - bF_{ER4}$$

$$J_\phi \ddot{\phi} = -cf_{s1} + df_{s2} - cf_{s3} + df_{s4} - cF_{ER1} + dF_{ER2} - cF_{ER3} + dF_{ER4}$$

$$m_1 \ddot{z}_{us1} = f_{s1} - f_{i1} + F_{ER1}, \quad m_2 \ddot{z}_{us2} = f_{s2} - f_{i2} + F_{ER2}$$

$$m_3 \ddot{z}_{us3} = f_{s3} - f_{i3} + F_{ER3}, \quad m_4 \ddot{z}_{us4} = f_{s4} - f_{i4} + F_{ER4}$$

$$f_{si} = k_{si}(z_{si} - z_{usi}), \quad f_{ii} = k_{ii}(z_{usi} - z_i) \quad (13)$$

여기서, M 은 차량의 질량, m_i 는 차륜의 질량을 나타내고, J_θ , J_ϕ 는 각각 차량의 피치방향과 롤방향의 관성모멘트이다. k_{si} 는 차체와 ER 댐퍼 사이에 연결된 스프링 강성계수이며, k_{ii} 는 차륜의 강성을 나타낸다. a 와 b 는 자동차 무게 중심에서 앞, 뒤까지의 길이이며, c 와 d 는 차폭을 나타낸다. 또한 z_g , z_{si} , z_{usi} , z_i 는 각각 차체, 스프링 매스, 언스프링 매스, 외부가진의 수직변위를 나타낸다.

4.2 제어기 설계

본 절에서는 제어기의 적용에 따른 ER 현가장

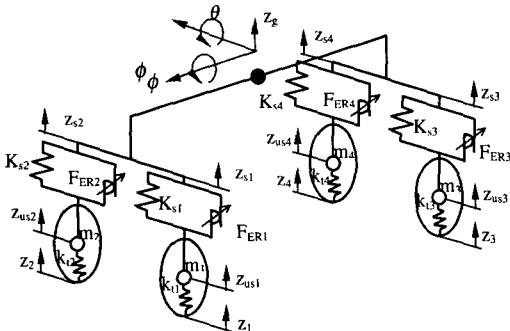


Fig.11 Mechanical model of ER suspension system

치를 장착한 차량의 진동제어성능을 고찰하고자 스카이훅(skyhook) 제어를 설계하였다. 스카이훅 알고리즘은 Karnopp 에 의하여 제안되었으며⁽⁷⁾, 차체 위의 공간상에 절대고정변위를 갖는 천정과 차체 사이에 가상의 댐퍼를 설치하고 이때 발생하는 가상댐퍼의 댐핑력을 요구댐핑력으로 사용하는 것이다. 이 알고리즘은 구조가 간단하여 일반적으로 실제적인 시스템에 많이 사용된다. 본 연구에서 도입한 스카이훅 알고리즘의 요구댐핑력은 승차감과 관련된 차체의 수직변위와 피치각, 롤각을 고려하여 다음과 같이 설정한다.

$$F_{di} = \begin{bmatrix} C_1(\dot{z}_g - a\dot{\theta} + c\dot{\phi}) \\ C_2(\dot{z}_g - a\dot{\theta} - d\dot{\phi}) \\ C_3(\dot{z}_g + b\dot{\theta} + c\dot{\phi}) \\ C_4(\dot{z}_g + b\dot{\theta} - d\dot{\phi}) \end{bmatrix} \quad (14)$$

여기서 \dot{z}_g 은 차체의 무게중심의 수직속도를 나타내고, $\dot{\theta}$ 은 피치각의 각속도, $\dot{\phi}$ 은 롤각을 나타낸다. C_1, C_2, C_3, C_4 는 스카이훅 알고리즘의 제어게인값을 나타내며 물리적으로는 댐핑계수를 나타낸다. 따라서, 요구댐핑력 F_{di} 를 ER 댐퍼의 전기장에 의한 댐핑력 F_{Eri} 로 고려하면 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$F_{di} = F_{Eri} \quad (i=1,2,3,4) \quad (15)$$

이때 ER 현가장치는 반능동형이므로 위의 수식에서 구해진 제어신호에 다음과 같은 조건을 부과하여야 한다.

$$F_{di} = \begin{cases} F_{di} & \text{for } F_{di} \cdot (\dot{z}_{ui} - \dot{z}_{si}) > 0 \\ 0 & \text{for } F_{di} \cdot (\dot{z}_{ui} - \dot{z}_{si}) \leq 0 \end{cases} \quad (16)$$

ER 댐퍼의 모델링을 통하여 도출된 수식을 이용하여 요구댐핑력과 관계된 전기장을 결정하고 이를 ER 현가장치의 요구댐핑력을 발생하는 제어 입력으로 사용한다. 제안된 오리피스형 ER 댐퍼의 경우 제어전기장은 다음과 같이 주어진다.

$$E_i = \left[\frac{h}{2\alpha L} \left(-\frac{F_{di} + F_3}{A_p - A_s - A_b} - R_i Q - \rho g(h_f + h_r) \right) \right]^{1/\beta} \quad (17)$$

4.3 제어 성능 고찰

제안된 ER 현가장치의 성능을 알아 보기 위하여 노면에 순간적인 단일 범프형태의 입력을 가한 경우와 랜덤 가진의 입력을 가한 경우 두 가지로 나누어서 그 응답특성을 고찰하였다. 사용된 변수

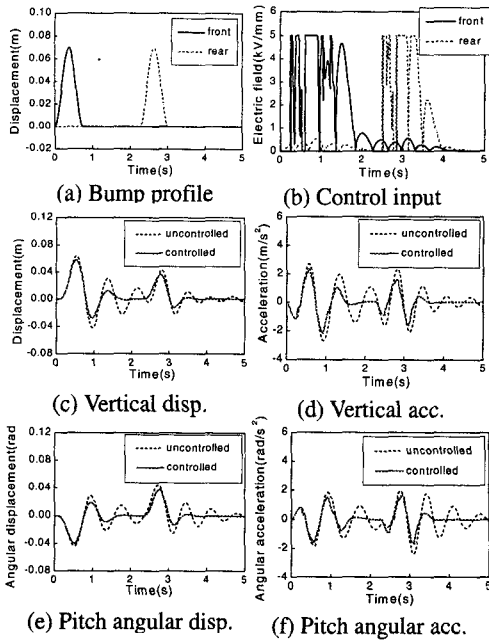


Fig. 12 Bump responses

값은 실제 소형 승용차에 적용되는 값들을 사용하였으며 Table 1에 나타나 있다.

적용된 범프는 정현파의 한 주기로 가정할 수 있으며 수식화하면 다음과 같다.

$$\begin{cases} Z_i = Z_b [1 - \cos(\omega t)] & (for\ i=1,2) \\ Z_j = Z_b [1 - \cos(\omega(t - D_{car}/V))] & (for\ j=3,4) \end{cases} \quad (18)$$

여기서 $\omega = 2\pi f$, $f = \frac{1}{T}$, $T = \frac{D}{V}$ 이다. D_{car} 는 차량의 축사이의 거리를 나타내며 본 연구에서는 2.4m로 하였다. D 는 범프의 높이, V 는 차량의 속도를 나타내며 ISO 규정에 의해 범프의 폭은 80cm, 높이는 7cm, 차량의 속도는 3.08km/h로 설정하였다. Fig. 12는 범프입력이 들어왔을 경우의 응답특성을 나타낸다. (a)는 범프 형상을 나타내며, (b)는 스카이hook 제어를 수행하였을 경우 들어간 제어입력을 보여준다. 제어를 수행하였을 경우 차량의 질량중심에서의 수직 가속도는 제어하지 않았을 경우와 비교하여 앞 범프의 경우 약 13%, 뒷 범프의 경우 약 32%의 감소를 보여주었으며 잔여진동도 현저히 감소함을 볼 수 있다. 이는 제어를 수행하였을 경우 승차감의 향상을 뜻한다.

차량의 질량중심에서 피치 각가속도의 경우도 약 17%내외의 진동감소 외에 잔여진동의 현저한 감소를 볼 수 있다.

한편, 노면상태를 임의의 입력 형태로 만든 후

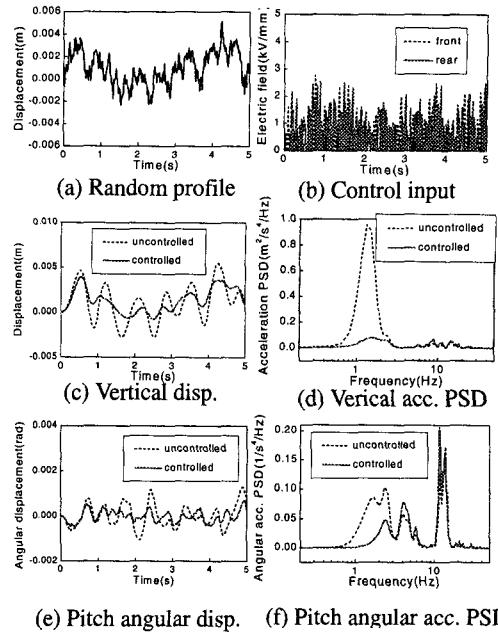


Fig. 13 Random responses

Table 1 Parameter of a full car ER suspension

Parameter	Value	Parameter	Value
M	1000 kg	k_{s3}, k_{s4}	19600N/m
m_1, m_2	29.5kg	k_{t1}, k_{t2}	200000N/m
m_3, m_4	27.5kg	k_{t3}, k_{t4}	200000N/m
J_θ	1356kgm ²	a	0.96m
J_ϕ	480kgm ²	b	1.44m
k_{s1}, k_{s2}	20580N/m	c, d	0.71m

시스템에 입력 시킨 후 그 응답특성을 분석하였다. 먼저, 노면이 타이어 보다 더 단단하므로 노면을 완전한 강체라고 가정하고 또한 노면의 상태에 따라 일정한 크기 내에서 노면의 거칠기가 존재한다고 가정하면 노면의 상태를 평균 0으로 갖는 가우시안 랜덤 과정(homogeneous Gaussian random process)으로 설정할 수 있다. 이때 노면의 형상은 다음과 같은 수식으로 나타낼 수 있다.

$$\dot{Z}_i = -\alpha_i V Z_i + V w_i(t) \quad (i=1,2,3,4) \quad (19)$$

α_i 는 노면 거칠기 상수이며, $w_i(t)$ 는 $2\sigma^2\alpha_i V$ 의 크기를 갖는 백색잡음이다. σ^2 은 백색잡음의 상호분산이다. 본 연구에서는 차량이 72km/h로 아스팔트 도로를 주행하였을 경우의 성능을 알아보

고 응답특성을 Fig. 13에 도시하였다. 아스팔트 도로에서의 표면 거칠기 상수(α_1)는 0.15m^{-1} 이고, 백색잡음의 상호분산(σ^2)은 9mm^2 이다. Fig.13의 (a)는 아스팔트 도로의 형상을 보여주며, (b)는 제어를 수행하였을 경우의 입력 전기장을 나타내고 있다. (c)와 (e)는 차체의 질량중심의 수직변위와 피치 변위를 보여주며 제어를 수행하였을 경우 그 크기가 현저히 감소함을 알 수 있다. (d)와 (f)는 랜덤입력시 차량의 질량중심에서 수직 및 피치 각 가속도의 PSD(power spectral density)를 나타낸 것이다. 제어를 수행하였을 경우 약 90% 정도의 수직 가속도 감소를 볼 수 있으며, 피치 각가속도의 경우는 차체공진주파수부근에서 약 55% 정도의 감소를 보인다. 이로부터 ER 현가장치의 우수한 진동절연 성능을 알 수 있으며, 실제 차량에 적용시 많은 승차감 향상을 기대할 수 있다.

5. 결 론

본 연구에서는 ER 유체의 효과에 의해서만 댐핑력이 발생하는 기존의 실린더형 ER 댐퍼의 단점을 보완하고자 새로운 메커니즘의 오리피스형 ER 댐퍼를 제안하였다. 제안된 ER 댐퍼의 설계 및 제작 후 전기장에 따른 댐핑력과 제어특성을 실험적으로 고찰하였으며 기존 ER 댐퍼와 비교하였다. 예상한 바와 같이 기존 댐퍼의 경우에는 전기장의 강도에 의해서만 댐핑력 변화가 발생한 반면, 제안된 댐퍼의 경우에는 전기장과 피스톤 속도에 따라 많은 댐핑력 변화가 발생하였다. 이는 현재의 ER 유체 자체가 갖고 있는 낮은 항복응력, 침전성 등 여러문제를 설계 메커니즘을 통하여 극복할 수 있다는 것을 의미하며, 나아가서 각종 설계 변수에 따라 여러 형태의 요구 댐핑력을 만족할 수 있음을 시사해 준다. 또한 제안된 ER 댐퍼를 전체 차량에 장착한 후 범프 및 랜덤 가진 하

에서 제어성능을 고찰한 결과 수직 가속도와 피치 각가속도가 현저히 감소하였으며, 이는 실제 차량에서 승차감의 향상을 의미하는 것이다.

향후 제안된 오리피스형 ER 댐퍼의 내구성 시험, 스프링 강성계수와 같은 중요설계변수들의 최적화에 따른 댐퍼의 성능고찰 그리고 ER 유체 온도 변화에 따른 댐핑력의 민감도등에 대하여 심도 있는 연구가 계속 진행될 예정이다.

참고문헌

- (1) Hagele, K. H., Engesdorf, K., Mettner, M., Panther, M., Tran, Q. N. and Rubel, E., 1990, "Continuously Adjustable Shock Absorbers for Rapid-Acting Ride Control Systems(RCS)," *SAE Technical Paper Series, No. 905125*.
- (2) Petek, N. K., 1992, "An Electronically Controlled Shock Absorber as an Application of Electro-rheological Fluid," *SAE Technical Paper Series No.920275*.
- (3) Petek, N. K., Romstadt, D. J., Lizell, M. B. and Weyenberg, 1995, "Demonstration of an Automotive Semi-Active Suspension Using Electrorheological Fluid," *SAE Technical Paper Series, No.950586*.
- (4) 안창섭, 최영태, 최승복, 1998, "HILS를 통한 ER 현가장치의 성능평가," 대한기계학회논문집, 제 22 권, 제 11 호, pp. 2061~2071.
- (5) White Frank M., 1994, *Fluid Mechanics*, McGraw-Hill inc., pp. 294~346.
- (6) Werely, N. M. and Pang Li, 1997, "Nondimensional Analysis of Semi-Active Electrorheological Dampers Using Approximate Parallel plate Models," *Proceedings of the 11th VPI&SU Symposium on Structural Dynamics and Control*, pp. 1~18.
- (7) Karnopp, D., Crosby, M. J. and Harwood, R. A., 1974, "Vibration Control Using Semi-Active Force Gnerators," *J. of Engineering for Industry*, Vol.96, No.2, pp. 619~624.