

전자제어 현가장치를 위한 MR 속 업소버의 설계 및 제어

Design and Control of a MR Shock Absorber for Electronic Control Suspension

성금길^{1,✉}, 최승복²
Kum-Gil Sung^{1,✉} and Seung-Bok Choi²

1 영남이공대학 기계자동차학부 (School of Mechanical and Automotive Engineering Technology, Yeungnam College of Science and Technology)

2 인하대학교 기계공학부 (Department of Mechanical Engineering, Inha Univ.)

✉ Corresponding author: kgsung@ync.ac.kr, Tel: 053-650-9214

Manuscript received: 2010.4.28 / Revised: 2010.9.17 / Accepted: 2010.9.20

This paper presents design and control of a quarter-vehicle magneto-rheological (MR) suspension system for ECS (electronic control suspension). In order to achieve this goal, MR shock absorber is designed and manufactured based on the optimized damping force levels and mechanical dimensions required for a commercial mid-sized passenger vehicle. After experimentally evaluating dynamic characteristics of the manufactured MR shock absorber, the quarter-vehicle MR suspension system consisting of sprung mass, spring, tire and the MR shock absorber is constructed in order to investigate the ride comfort and driving stability. After deriving the equations of the motion for the proposed quarter-vehicle MR suspension system, the skyhook controller is then implemented for the realization of quarter-vehicle MR suspension system. In order to present control performance of MR shock absorber for ECS, ride comfort and driving stability characteristics such as vertical acceleration of sprung mass and tire deflection are experimentally evaluated under various road conditions and presented in both time and frequency domain.

Key Words: Magneto-rheological Fluid (MR 유체), MR Shock Absorber (MR 속 업소버), Electronic Control Suspension (전자제어 현가장치), Quarter-vehicle (1/4 차량), Ride Comfort (승차감), Driving Stability (주행 안정성)

1. 서론

자동차의 현가장치는 승차감과 주행안정성을 결정하는 주요한 장치로서 자동차를 구성하는 중요한 부분이다.^{1,2} 일반적으로 승차감을 향상시키기 위해서는 부드러운 현가장치가 필요로 하나, 이 경우 승차감은 뛰어나지만 급가속, 급제동 및 급선회 등의 경우에는 요(yaw), 롤(roll) 및 피치(pitch) 등의 자동차의 자세변화가 심하게 일어나게 된다. 또한, 딱딱한 현가장치의 경우 각종 운전상황에서 발생하는 자동차의 자세변화는 노면점착(ride holding)을 통하여 최대한 억제할 수 있으나,

노면의 진동이 흡수되지 않고 운전자에게 직접 전달되므로 피로 및 불쾌감이 조성된다. 이러한 이유로 인하여 승차감과 주행안정성 두 가지를 동시에 만족하는 자동차 현가장치 개발에는 어려움이 있다. 현재 주로 사용되고 있는 기계식 현가장치는 속 업소버(shock absorber)의 댐핑력(damping force)이 일정 값으로 고정되어 있어, 상반된 요구를 동시에 만족시킬 수 없는 한계가 있다. 승차감과 주행안정성 두 가지를 동시에 만족시키기 위해서는 주행조건 및 노면조건에 적합하도록 주행 중 현가장치의 특성을 변화시켜야 하며, 이를 위하여 최근에 연구되고 있는 것이 전자제어 현가장치

(electronic control suspension, ECS)이다. ECS 는 주행 속도와 도로조건에 따라 댐핑력을 가변시켜 차체의 자세를 제어하고, 이를 통하여 승차감과 주행 안정성을 동시에 향상시키는 것을 목적으로 하는 전자제어 시스템이다. 기존의 상용 ECS 는 모터 및 유압장치 등을 사용하여 댐핑력의 변화를 2-4 단으로 조절하는 방식이나, 에너지소비, 구조의 복잡성 및 경제성 등을 이유로 아직은 고가의 차량에만 적용되고 있다. 본 연구에서는 이러한 문제점을 해결하기 위하여 MR(magneto-rheological) 유체를 이용한 속 업소버를 적용하여 새로운 ECS 를 제안하고자 한다.

MR 유체는 자기장(magnetic field)에 의하여 상 변화가 일어나는 지능 유체이며, 비교적 큰 항복 응력을 발생시켜 큰 힘을 요하는 각종 응용장치에 적용하려는 연구가 시도되고 있다. Carlson³ 등은 차량용 MR 속 업소버를 제안하였으며, 스카이훅 제어기(skyhook controller)의 구현을 통하여 제안된 속 업소버의 우수성을 입증하였다. Spencer⁴ 등은 지진을 방지하기 위해 MR 댐퍼를 제안하여 이론적 모델의 타당성을 입증하였다. 그리고, Kamath⁵ 등은 반응동형 MR 속 업소버를 제안하고 댐핑력 히스테리시스(hysteresis)에 대한 이론적 모델을 제시하고 실험결과와 비교 분석하였다. 최근에 Choi^{6,7} 등은 실린더형 MR 속 업소버를 제안하고, MR 속 업소버를 장착한 자동차의 댐핑력 제어특성을 고찰하였다.

본 연구에서는 실제 중형차의 맥퍼슨 스트럿(MacPherson Strut)형 현가장치에 장착할 수 있는 MR 속 업소버를 설계 및 제작하고, 실제차량의 운행 시 보다 정확한 실시간 제어를 수행할 수 있도록 MR 속 업소버의 시간지연 및 댐핑력 모델을 제안하여, MR 속 업소버를 이용한 중형차용 전자제어 현가장치의 성능을 실험을 통하여 입증하고자 한다. 이를 위하여 부동피스톤(floating piston)을 이용하여 가스챔버(gas chamber)를 실린더 내부에 장착한 새로운 MR 속 업소버를 제안하고, 자기장의 함수인 MR 속 업소버의 댐핑력에 대한 지배방정식을 도출하였으며, 이를 근거로 하여 승용차에 적합한 댐핑력을 갖는 MR 속 업소버를 설계 및 제작하였다. 제작된 MR 속 업소버를 이용하여 자기장 부하에 따른 댐핑력 성능시험을 수행하였으며, 이를 통하여 제안된 MR 속 업소버의 현가장치 적용 타당성을 검증하였다. 그 후 MR 속 업소버를 1/4 차량 현가장치에 적용한 후, 이에 대한 모델링

및 지배방정식을 도출하였다. MR 속 업소버를 이용한 ECS 의 제어를 위하여 스카이훅 제어기를 구성한 후 여러 주행 조건에 따른 차량의 승차감 및 주행안정성 향상을 실험을 통하여 입증하였다.

2. MR 속 업소버

2.1 MR 속 업소버의 설계

본 연구에서는 MR 유체가 가지고 있는 항복응력을 이용한 실린더형 MR 속 업소버를 제안하고 모델링 하였으며, 그 구조를 Fig. 1 에 도시하였다. MR 속 업소버는 크게 실린더, 피스톤 및 가스챔버로 구성되며, 피스톤의 운동에 따른 피스톤로드의 부피를 보상하기 위하여 부동피스톤을 구성하였다. 또한 피스톤 내에 원형 덕트(duct)를 구성하기 위하여 피스톤 양끝단에 지그를 설치하였으며, 이를 통하여 MR 유체가 원형덕트 내의 자극(magnetic pole) 사이를 원활히 흐를 수 있도록 하였다. 따라서, 피스톤의 원형 덕트는 자기회로로 이루어지도록 하였으며, 부하되는 자기장에 따라 MR 유체가 항복응력을 발생시킬 수 있도록 설계하였다. 내측 피스톤 양끝단 및 외측 피스톤은 강자성체(ferromagnetic substance)로 구성되어 자극을 형성하게 되며, 내측 피스톤의 중간부분은 상자성체(paramagnetic substance)로 구성되어 생성된 자기장이 자극에 집중되어 MR 효과를 효율적으로 발생시킬 수 있도록 하였다.

피스톤을 중심으로 위쪽을 상부챔버, 아래쪽을 하부챔버로 정의하고, 이 두 챔버와 실린더 내에 MR 유체가 완전히 채워지게 된다. 노면에 의한 가진으로 피스톤이 상하운동을 하게 되며, 이에 따라 MR 유체는 자극을 통과하며 인가되는 자기장에 대한 MR 효과를 나타낼 수 있도록 되어있다. 속 업소버의 하부에는 부동피스톤을 이용한 가스챔버가 있으며, 가스챔버는 속 업소버 내부의 급격한 압력변화를 흡수하고, 피스톤의 운동에 따른 피스톤 로드와 부피변화, 열팽창에 따른 MR 유체의 부피변화 등을 수용하기 위한 축압기(accumulator)로 작동하게 된다.

자기회로에 전류가 인가되면 자극에 자기장이 부하되고, 자극을 지나는 MR 유체는 순간적으로 뉴턴니언(Newtonian) 유동에서 뱅햄(Bingham) 유동으로 전환하게 된다. 이때 인가되는 자기장의 크기에 따라 자극을 지나는 MR 유체의 항복응력도 변하게 되며, 이로 인하여 유체의 유동저항도 변

하게 된다. 이것은 상부와 하부의 챔버에 압력강하를 발생시키고, 이에 따라 피스톤의 상하운동에 저항하는 방향의 댐핑력이 발생된다. 결과적으로, MR 속 업소버는 자기장 무부하 시 피스톤의 속도에 따라 유체점성에 의한 댐핑력만을 발생시키게 되나, 자기장 부하 시 MR 유체의 항복응력으로 인한 댐핑력이 가해지므로 더 큰 댐핑력을 발생시키게 된다. 따라서, MR 속 업소버는 기존의 수동(passive) 속 업소버와 달리 자기장에 따라 연속적으로 제어 가능한 댐핑력을 발생시킬 수 있는 반능동(semi-active) 속 업소버이다.

MR 속 업소버의 모델링을 위하여 MR 유체는 비압축성 유체로 가정하였고, 동일공간에서의 내부압력은 모든 방향으로 균일하게 작용하며, 유로 형상에 따른 압력손실은 없다고 가정하였다. 따라서, MR 유체의 유동을 두 평판사이의 유동으로 가정한 유체저항(R_e)과 가스챔버의 가스압력에 의한 컴플라이언스(compliance, C_g)는 각각 다음과 같이 구할 수 있다.

$$R_e = \frac{12\eta L}{bh^3}, \quad C_g = \frac{V_0}{P_0\kappa} \quad (1)$$

여기서, η 는 자기장 무부하 시 MR 유체의 점성계수, L 은 원형덕트의 길이, b 는 내측 전극의 바깥 원둘레, h 는 자극의 간극을 나타낸다. 또한 V_0 , P_0 는 초기 작동점에서 가스챔버의 부피와 압력을 나타내며, κ 는 비열비(specific heat ratio)로 정적비열과 정압비열의 비를 나타낸다.

MR 유체의 항복응력 변화에 따른 속 업소버 내의 압력강하(pressure drop)는 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$P_{MR} = 2 \frac{cL_p}{h} \tau_y(B) \quad (2)$$

여기서, τ_y 는 부하된 자기장에 의하여 발생된 항복응력이며, B 는 자기장에 의하여 발생된 자속밀도(magnetic flux density)이다. c 는 유체의 속도와 관계된 계수이며, 일반적으로 2에서 3 사이의 값이 사용된다. L_p 는 자극의 길이이다. 따라서, MR 속 업소버의 동적 지배방정식은 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$F_D = k_e x_p + C_e \dot{x}_p + F_{MR} \quad (3)$$

여기서,

$$k_e = \frac{A_r^2}{C_g}, \quad C_e = (A_p - A_r)^2 R_e$$

$$F_{MR} = (A_p - A_r) P_{MR} \text{sgn}(\dot{x}_p)$$

이다. 여기서, x_p , \dot{x}_p 는 피스톤의 변위와 속도를 나타내며, A_p , A_r 은 피스톤과 로드 면적을 나타낸다.

위 식(2)와 (3)으로부터 부하되는 자기장에 따라 속 업소버에 발생하는 댐핑력은 자기장 부하에 따른 자속밀도 뿐만 아니라 MR 유체가 흐르는 덕트의 형상에도 영향을 받기 때문에, 실제 응용장치에 발생하는 댐핑력의 정확한 해석을 위해서는 이에 대한 보다 면밀한 연구가 필수적이다. 따라서, 본 연구에 선행하여 발표된 연구결과를 활용하여 MR 속 업소버의 기하학적 최적화 설계 및 제작을 수행하였으며, 이에 따른 속 업소버의 설계변수 및 사진을 Table 1 및 Fig. 2에 나타내었다.⁷

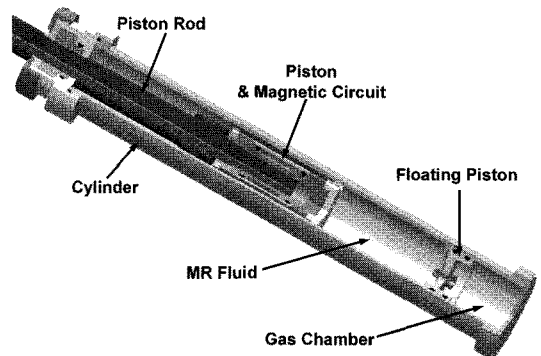


Fig. 1 Schematic configuration of the proposed MR shock absorber

Table 1 Design parameters of the MR shock absorber

Parameter	Value
Duct Length (L)	82mm
Piston Area (A_p)	1661.90mm ²
Piston Rod Area (A_r)	380.13mm ²
Duct Width (b)	123.53mm
Maximum Stroke	164mm

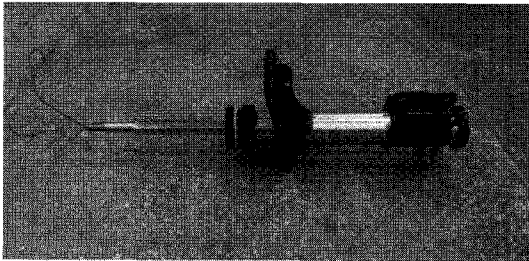


Fig. 2 Photograph of the manufactured MR shock absorber

2.2 MR 속 업소버의 성능평가

자기장에 따른 댐핑력을 분석하기 위하여 유압 서보장치로 MR 속 업소버를 가진 하였으며, 가진 변위는 LVDT(linear variable differential transducer)를 통하여 측정하였다. 자기장은 전류공급장치(current supplier)를 통하여 속 업소버에 부하되며, 이때 발생하는 댐핑력은 로드셀(load cell)을 통하여 측정되었다. 그리고, MR 속 업소버가 인장운동을 할 때의 댐핑력을 (+)값으로, 반대방향인 압축운동을 할 때의 댐핑력을 (-)값으로 표시하였다.

Fig. 3 은 MR 속 업소버에 공급된 전류의 크기를 0.0, 1.0 및 2.0A 로 증가시켰을 경우의 MR 속 업소버에서 발생된 댐핑력을 속도에 따라 나타낸 것이다. 이때의 댐핑력은 각각의 속도에서의 최대 댐핑력으로 구해지며, 피스톤 속도는 가진 진폭을 $\pm 20\text{mm}$ 로 고정시키고 가진 주파수를 0.5Hz 에서 4.0Hz 까지 변화시켜 얻었다. 자기장 증가에 따라 MR 속 업소버의 댐핑력이 연속적으로 증가됨을 알 수 있으며, 낮은 피스톤 속도에서뿐만 아니라 높은 피스톤 속도에서도 높은 댐핑력이 발생됨을 확인할 수 있다. 그림에서와 같이 피스톤 속도 0.0628m/s 가진 및 전류 0.0A 부하 시 203.1N 의 댐핑력이 발생되며, 전류 2.0A 부하 시 1165.5N 으로 크게 증가되는 것을 확인할 수 있다. 또한, 피스톤 속도 0.5027m/s 가진 시 773.1N 이 1866.2N 으로 증가됨을 확인할 수 있다. 이로부터 피스톤 속도에 관계없이 자기장의 제어만으로도 넓은 제어 영역을 확보할 수 있음을 알 수 있다.

본 연구에서는 MR 속 업소버에 사각파형(step wave)의 전류를 공급하여 댐핑력이 정상상태의 댐핑력에 63.2%가 될 때의 시간, 즉 시상수를 구하여 응답시간을 도출하였고, 부하되는 사각파형 입력력의 주파수를 증가시켰을 때의 댐핑력과 연속적으로 전류를 부하했을 때 발생하는 댐핑력의 비를

구하여 속 업소버가 지닌 대역폭을 측정하였다. Fig. 4(a)는 사각파형 입력전류 2.0A 가 1 초간 부하

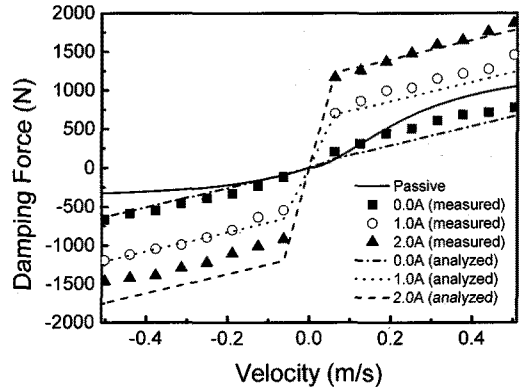
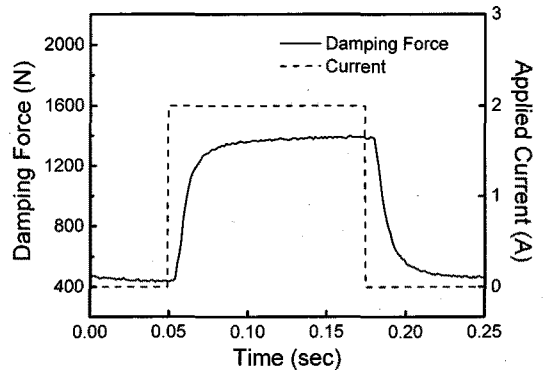
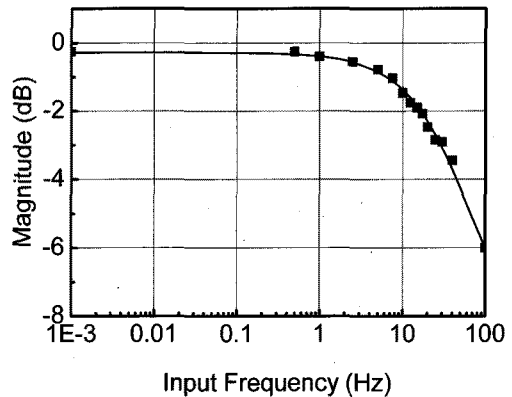


Fig. 3 Field-dependent damping forces of the MR shock absorber



(a) time domain



(b) frequency domain

Fig. 4 Damping force responses of the MR shock absorber

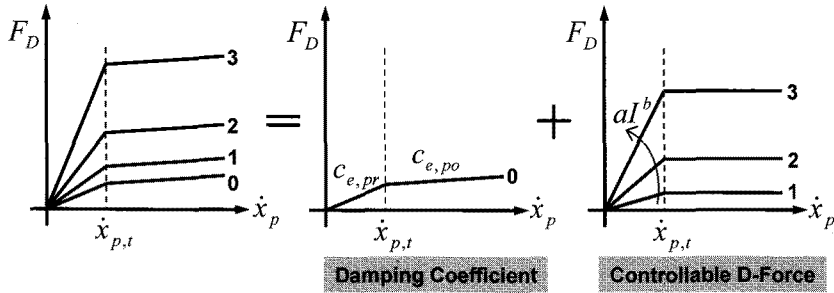


Fig. 5 Bi-viscous fit of damping force of the MR shock absorber

되는 경우의 댐핑력 응답을 측정된 결과이며, 이 경우 댐핑력의 응답속도는 23msec 로 측정되었다. 또한 MR 속 업소버의 응답성능을 주파수영역에서 평가하기 위하여 사각파형 입력전류의 주파수를 증가시키는데 따른 댐핑력 변화를 Fig. 4(b)에 나타내었다. MR 속 업소버에 연속적인 전류를 입력하였을 때 얻은 정상상태의 댐핑력을 기준으로 각 자기장 입력 주파수에서 얻은 댐핑력의 크기를 정리한 결과 -3dB 일 때 30Hz 의 대역폭을 보였다. 일반적으로 차량설계 시 안정성을 위한 차체의 공진주파수는 1~2Hz 로 설계되며, 주행안정성을 위한 차륜의 공진주파수는 10~13Hz 로 설계된다. 따라서 본 연구에 사용된 속 업소버는 두 공진영역에서 충분한 제어성능을 발휘할 수 있으며, 이를 통하여 ECS 에서 요구하는 승차감 및 주행안정성 두 가지의 목표를 동시에 만족하기 위하여 MR 속 업소버가 충분한 제어성능을 발휘할 수 있음을 확인할 수 있다.

Fig. 3 에 도시한 댐핑력 실험결과를 실시간으로 추정하기 위해서는 보다 정확한 댐핑력 모델이 요구된다. 따라서, Fig. 5 와 같은 bi-viscous fit 을 제안하였으며, 이를 통하여 피스톤 속도에 따른 MR 속 업소버의 댐핑계수 C_e 와 제어댐핑력 F_{MR} 을 구할 수 있다.

$$C_e = \begin{cases} c_{e,pr} & \text{for } -\dot{x}_{p,t} \leq \dot{x}_p \leq \dot{x}_{p,t} \\ c_{e,pr} \dot{x}_{p,t} / \dot{x}_p + c_{e,po} & \text{for } \dot{x}_p \geq \dot{x}_{p,t} \text{ or } \dot{x}_p \leq -\dot{x}_{p,t} \end{cases} \quad (4)$$

$$F_{MR} = \begin{cases} a_p I^{b_p} \cdot \dot{x}_{p,t} & \text{for } \dot{x}_{p,t} \leq \dot{x}_p \\ a_p I^{b_p} \cdot \dot{x}_p & \text{for } 0 \leq \dot{x}_p \leq \dot{x}_{p,t} \\ a_n I^{b_n} \cdot \dot{x}_p & \text{for } -\dot{x}_{p,t} \leq \dot{x}_p \leq 0 \\ a_n I^{b_n} \cdot \dot{x}_{p,t} & \text{for } \dot{x}_p \leq -\dot{x}_{p,t} \end{cases} \quad (5)$$

따라서, 본 연구에서는 시상수 τ 를 적용하기 위해 식 (5)의 F_{MR} 을 다음과 같이 수정하였다.

$$\tau \frac{d}{dt} F_{MR} + F_{MR} = \begin{cases} a_p I^{b_p} \cdot \dot{x}_{p,t} & \text{for } \dot{x}_{p,t} \leq \dot{x}_p \\ a_p I^{b_p} \cdot \dot{x}_p & \text{for } 0 \leq \dot{x}_p \leq \dot{x}_{p,t} \\ a_n I^{b_n} \cdot \dot{x}_p & \text{for } -\dot{x}_{p,t} \leq \dot{x}_p \leq 0 \\ a_n I^{b_n} \cdot \dot{x}_{p,t} & \text{for } \dot{x}_p \leq -\dot{x}_{p,t} \end{cases} \quad (6)$$

3. 1/4 차량의 모델링 및 제어기

MR 속 업소버를 장착한 1/4 차량의 지배방정식을 도출하기 위하여, 차량의 차체는 강체로 가정하고, 실제 자동차에서 발생할 수 있는 타이어의 댐핑은 타이어의 강성(k_t)에 비하여 무시할 만큼 작으므로 고려하지 않는다는 가정을 통하여 차량에 대한 모델을 단순화 하였다. 따라서, 차륜은 비현가질량(unsprung mass, m_u)과 타이어 공기압에 따른 강성만을 갖는 모델로 하였다. 이를 고려한 1/4 차량 및 MR 현가장치에 대한 시스템의 모델을 Fig. 6 에 도시하였으며, 제어입력에 따른 MR 속 업소버의 댐핑력 발생시간을 시상수로 고려하여 현가질량(m_s)과 비현가질량의 운동방정식으로 설정하였다.

$$\begin{aligned} m_s \ddot{z}_s &= -k_s z_s - c_s \dot{z}_s + k_s z_u + c_s \dot{z}_u - F_{MR} \\ m_u \ddot{z}_u &= k_s z_s + c_s \dot{z}_s - (k_t + k_s) z_u - c_s \dot{z}_u + F_{MR} + k_t z_r \\ \dot{F}_{MR} &= -\frac{1}{\tau} F_{MR} + \frac{1}{\tau} u \end{aligned} \quad (7)$$

여기서, τ 는 MR 속 업소버의 시상수를 의미한다. 제안된 1/4 차량 모델의 상태방정식은 식(7)의 운동방정식을 이용하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{x} &= Ax + Bu + LZ_r \\ \dot{y} &= Cx \end{aligned} \quad (8)$$

여기서,

$$x = [z_s \quad \dot{z}_s \quad z_u \quad \dot{z}_u \quad F_{MR}]^T$$

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{k_s}{m_s} & -\frac{c_s}{m_s} & \frac{k_s}{m_s} & \frac{c_s}{m_s} & -\frac{1}{m_s} \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ \frac{k_s}{m_u} & \frac{c_s}{m_u} & -\frac{k_t + k_s}{m_u} & -\frac{c_s}{m_u} & \frac{1}{m_u} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{1}{\tau} \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{\tau} \end{bmatrix}^T,$$

$$L = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & \frac{k_t}{m_u} & 0 \end{bmatrix}^T,$$

$$C = [1 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0],$$

이다. 상태변수는 각각 현가질량(sprung mass)의 변위와 속도, 비현가질량의 변위와 속도 및 부하되는 자기장에 의한 댐핑력이며, 1/4 차량의 차체질량 m_s 는 실제 중형 차량의 질량을 고려하여 310kg 으로 적용하였다. 또한 비현가질량, 현가장치의 스프링 강성(k_s) 및 타이어의 강성(k_t)은 각각 40kg, 27MN/m 및 211MN/m 으로 적용하였다.

여러 노면조건에 대하여 우수한 진동절연 성능을 얻기 위해서는 적절한 제어 알고리즘에 의한 진동제어가 필요하다. 따라서 제어기 적용에 따른 MR 현가장치를 장착한 차량의 진동제어성능을 고찰하고자 스카이훅(sky-hook) 제어를 사용하였다. 스카이훅 알고리즘은 Karnopp⁸에 의하여 제안되었으며, Fig. 7 과 같이 차체 위의 공간상에 절대고정 변위를 갖는 가상의 속 업소버를 설치하고 이때 발생하는 가상 속 업소버의 댐핑력을 요구 댐핑력으로 사용하는 것이다. 본 연구에서는 스카이훅 알고리즘을 사용한 MR 현가장치의 타이어 공기압에 따른 진동제어 성능을 고찰하였다.

스카이훅 알고리즘의 요구댐핑력은 각 차륜 위치에서의 차체의 수직속도를 고려하여 다음과 같이 정의한다.

$$u = C_{sky} \cdot \dot{z}_s \quad (9)$$

여기서, C_{sky} 는 제어이득치이며, 물리적으로 댐핑

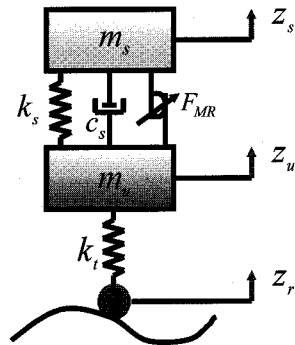


Fig. 6 Quarter vehicle model of the MR suspension system

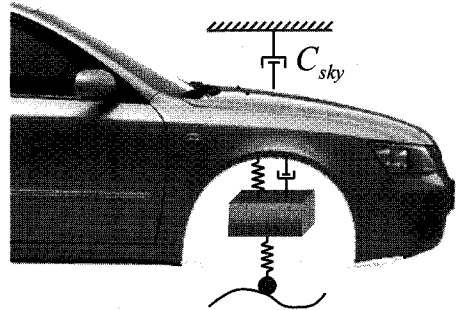


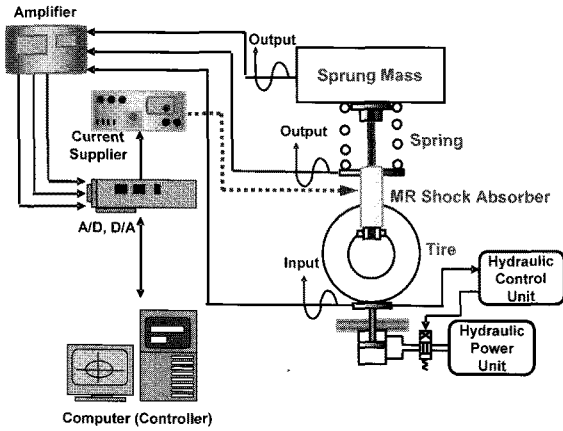
Fig. 7 Sky-hook controller for the MR suspension system

계수를 의미한다. 위 식에서 도출된 요구댐핑력은 MR 속 업소버의 댐핑력과 같다. 이때 MR 현가장치는 반능동형이므로 위의 수식에 구해진 제어신호에서 다음과 같은 조건을 만족해야 한다.

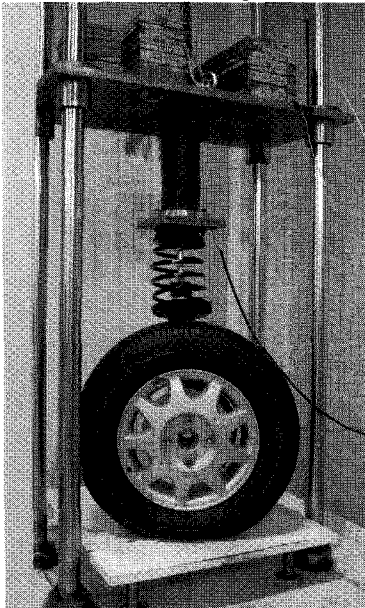
$$u = \begin{cases} u, & \text{for } u(\dot{z}_s - \dot{z}_u) > 0 \\ 0, & \text{for } u(\dot{z}_s - \dot{z}_u) \leq 0 \end{cases} \quad (10)$$

4. 전자제어 현가장치 성능시험

본 연구에서는 Fig. 8 과 같은 1/4 차량을 구성하여 MR 현가장치 시스템을 이용한 전자제어 현가장치에 대한 성능시험을 수행하였다. 1/4 차량 시험 방법은 MR 속 업소버 외에 차체질량, 스프링 및 타이어를 장착하여 시험하는 방법이기 때문에, 비교적 간단한 방법으로 실차실험과 유사한 성능평가를 얻을 수 있는 장점이 있다. 컴퓨터 D/A 신호에 의하여 제어되는 유압서보장치를 통해 MR 현가장치 시스템을 가진하였고, 현가질량 및 비현가질량에 발생한 변위는 LVDT 를 통하여 측정되었



(a) schematic diagram



(b) photograph

Fig. 8 Experimental apparatus for the MR suspension system

다. 그리고 컴퓨터를 통하여 전달된 입력신호는 전류공급장치를 통하여 MR 속 업소버에 부하되며, 이때 발생된 댐핑력은 로드셀을 통하여 측정되었다.

MR 현가장치 시스템을 장착한 1/4 차량의 ECS 성능을 고찰하기 위하여 노면에 순간적으로 단일 범프(bump) 형태 및 랜덤(random) 형태의 입력을 가한 경우에 대한 응답특성 실험을 수행하였다. 우선, 높이가 7cm 이고, 폭이 80cm 인 정현파 모양의 범프를 1/4 차량이 30km/h 및 40km/h 로 주행할

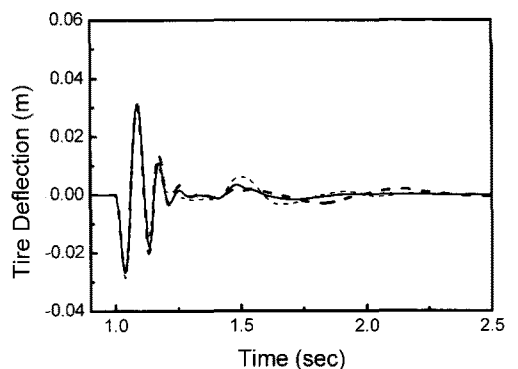
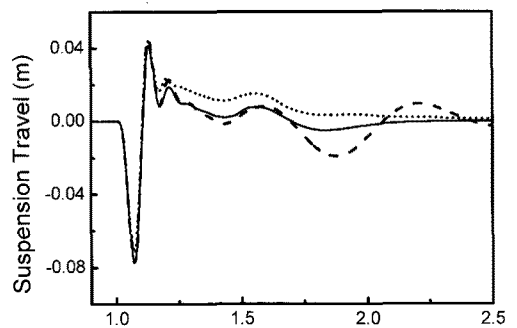
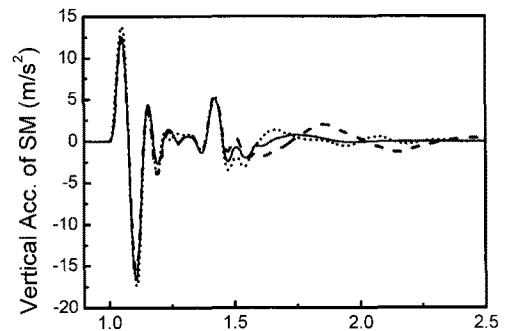
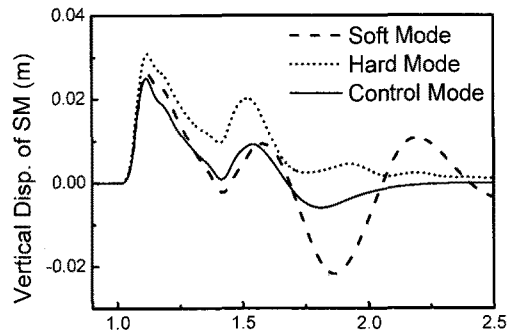


Fig. 9 Bump road responses of the quarter-vehicle MR suspension system with vehicle speed 30km/h

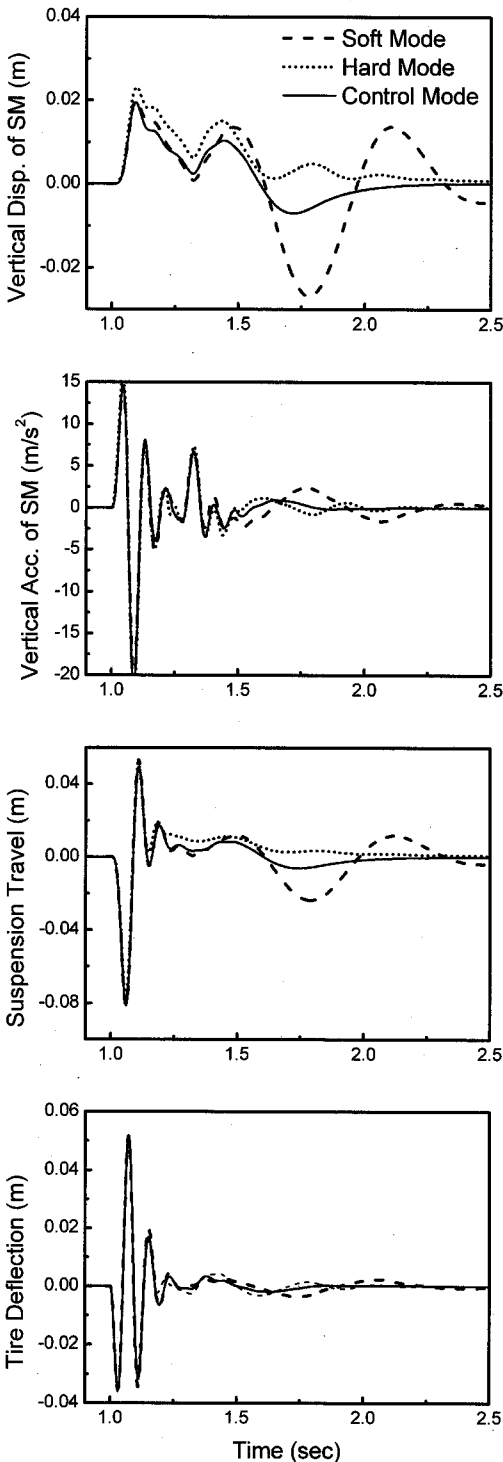


Fig. 10 Bump road responses of the quarter-vehicle MR suspension system with vehicle speed 40km/h

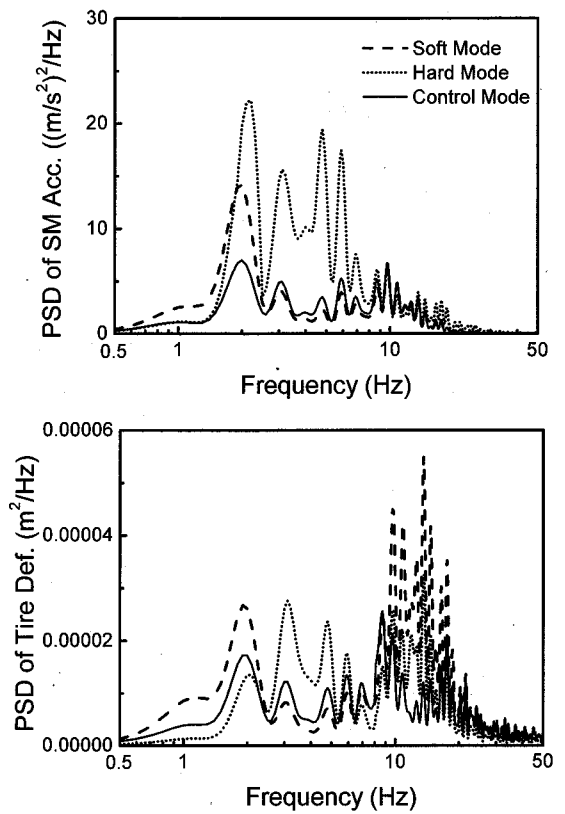


Fig. 11 Random road responses of the quarter-vehicle MR suspension system with vehicle speed 72km/h

때의 실험을 수행하였다. Fig. 9 와 10 은 소프트 (soft) 모드, 하드(hard) 모드 및 스카이훅 제어의 경우에 대한 실험결과를 비교한 그래프이며, 소프트 모드는 MR 속 업소버에 0.0A 를 입력한 상태이고 하드 모드는 2.0A 를 입력한 상태이다. 전체적인 결과로부터 스카이훅 제어 시 성능이 매우 우수함을 확인할 수 있으며, 이는 제어를 수행할 경우에 범프 통과 후 잔류진동이 바쁘게 감소되는 것을 통하여 확인할 수 있다. 승차감을 비교할 수 있는 현가질량의 가속도(\ddot{z}_s) 결과에서도 제어, 소프트 및 하드 모드 순서로 성능이 우수함을 확인할 수 있고, 주행안정성을 비교할 수 있는 타이어 하중편차(deflection, $z_u - z_r$) 결과에서 나타난 바와 같이 제어, 하드 및 소프트 모드 순서로 성능이 우수한 것을 확인할 수 있다.

또한, 차량의 주행 시 승차감 및 주행안정성을 비교하기 위하여 노면상태를 포장도로와 유사한

랜덤입력 형태로 만들어 72km/h 로 주행하는 경우에 대한 응답특성 실험을 수행하였으며, 소프트, 하드 및 제어 모드 시 결과를 PSD(power spectrum density)로 나타내어 Fig. 11 에 도시하였다. 승차감을 비교할 수 있는 현가질량 가속도 결과의 차량 공진(1~2Hz) 부근에서 제어, 소프트 및 하드 모드 순서로 승차감 성능이 우수함을 확인할 수 있으며, 주행안정성을 비교할 수 있는 타이어 하중편차 결과의 차륜공진(10~12Hz) 부근에서 모두 소프트 및 하드 모드의 경우에 비하여 제어를 수행할 경우의 주행안정성 성능이 매우 우수한 것을 확인할 수 있다. 이를 통하여 MR 속 업소버를 차량 ECS 에 적용 시 승차감 및 주행안정성을 확보할 수 있음을 1/4 차량 실험을 통하여 확인할 수 있다.

5. 결론

본 연구에서는 MR 속 업소버를 장착한 현가장치 ECS 적용을 위한 성능평가를 수행하였다. 이를 위하여 중형 승용차의 현가장치에 장착이 가능한 MR 속 업소버를 설계 및 제작하였으며, 자기장 부하에 따른 댐핑력 성능시험을 수행하였다. MR 속 업소버를 1/4 차량 현가장치에 적용한 후, 이에 대한 모델링 및 지배방정식을 도출하였다. 1/4 차량 현가장치의 승차감 및 주행안정성 향상을 평가하기 위하여 스카이훅 제어기를 구성하였으며, 이를 평가할 수 있도록 1/4 차량 현가장치 시스템을 위한 가진 실험장치를 구성하였다. MR 속 업소버를 이용한 ECS 의 제어를 위하여 소프트 모드, 하드 모드 및 스카이훅 제어기를 이용한 제어 모드를 구성한 후 범프 및 랜덤노면 주행에 따른 차량의 승차감 및 주행안정성을 비교하였으며, 이를 통하여 MR 속 업소버를 차량 ECS 에 적용 시 승차감 및 주행안정성의 향상을 실험을 통하여 확인할 수 있었다. 향후, MR 속 업소버를 ECS 에 적용할 경우 급가속, 급제동 및 급선회 경우의 차량운동 성능을 보다 정확히 분석하기 위하여 HILS(Hardware-in-the-loop-simulation) 시험을 수행할 예정이다.

참고문헌

1. Gillespie, T. D., "Fundamentals of Vehicle Dynamics," Society of Automotive Engineers, 1992.
2. Elbeheiry, E. M., Karnopp, D. C., Elaraby, M. E. and Abdelraaouf, A. M., "Advanced ground vehicle suspension systems - a classified bibliography," *Vehicle System Dynamics*, Vol. 24, No. 3, pp. 231-258, 1995.
3. Carlson, J. D., Cantanzarite, D. M. and St. Clair, K. A., "Commercial Magneto-rheological Fluid Devices," *Proceedings of the 5th International Conference on ER Fluids, MR Suspensions and Associated Technology*, pp. 20-28, 1995.
4. Spencer, B. F. Jr., Dyke, S. J., Sain, M. K. and Carlson, J. D., "Phenomenological Model for a Megnetorheological Damper," *ASCE Journal of Engineering Mechanics*, Vol. 123, No. 3, pp. 230-238, 1997.
5. Kamath, G. M., Wereley, N. M. and Jolly, M. R., "Characterization of Semi-Active Magnetorheological Fluid Lag Mode Damper," *Proceedings of the SPIE Conference on Smart Structures and Integrated Systems*, pp. 3329-3337, 1998.
6. Lee, H. S. and Choi, S. B., "Control and response characteristics of a magnetorheological fluid damper for passenger vehicles," *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, Vol. 11, No. 1, pp. 80-87, 2000.
7. Sung, K. G. and Choi, S. B., "Optimal Design of Magnetorheological Shock Absorbers for Passenger Vehicle via Finite Element Method," *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 18, No. 2, pp. 169-176, 2008.
8. Karnopp, D. C., Corsby, M. J. and Harwood, R. A., "Vibration Control Using Semi-active Force Generators," *ASME Journal of Engineering for Industry*, Vol. 96, No. 2, pp. 619-626, 1974.