

MR 시트댐퍼를 장착한 상용차의 제어성능 평가

Performance Evaluation of Commercial Vehicle with MR Seat Damper

성금길*·이호근**·남무호***·최승복****

Kum-Gil Sung, Ho-Guen Lee, Moo-Ho Nam and Seung-Bok Choi

Key Words : Magneto-Rheological Fluid (MR 유체), MR Seat Damper (MR 시트댐퍼), Commercial Vehicle (상용차), Model Reference Adaptive Control (MRAC, 기준모델 적응제어)

ABSTRACT

This paper proposed a MR(Magneto-rheological) seat damper for a commercial vehicle. After formulating the governing equation of motion, an appropriate size of damper is designed and manufactured. Following the equation of field-dependent damping force characteristics, a semi-active seat suspension installed with the proposed MR-damper is constructed and its dynamic model is established. Subsequently, vibration isolation performance of the semi-active suspension system is demonstrated by incorporating with a MRAC(Model referenced adaptive control) for the MR Seat Damper

1. 서론

최근 들어 산업전반에 걸쳐 상업용 차량의 수요가 급증하면서 차량의 성능을 향상시키는 연구뿐만 아니라 운전자가 보다 편안하게 운전할 수 있도록 하는 연구도 활발하게 진행되고 있다. 특히 상용차 운전자는 장시간의 운행 및 거친 도로 환경 등으로 인하여 승용차 운전자 보다도 훨씬 많은 피로를 느끼게 된다. 이에 따라 상용차 개발의 중요한 요인 중 하나인 운전자의 피로감을 줄이는 장치에 대한 연구가 필수적이다. 운전자가 피로를 느끼는 주된 원인은 외부로부터 전달되는 진동때문이며, 상용차의 경우 외부로부터 운전자에게 전달되는 진동을 적절히 절연 시키기 위한 장치로 주 현가장치(primary suspension), 캐빈 현가장치(cabin suspension)와 운전석 현가장치(seat suspension)가 있다. 이 중 운전석 현가장치는 진동을 운전자에게 직접적으로 전달하는 장치로 운전자의 승차감과 피로면에서 매우 중요한 역할을 하므로 이에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다. 이러한 운전석 현가장치는 스프링과 댐퍼를 포함하는 링크구조로 되어 있으며, 이 중 댐퍼는 외부 가진에 대하여 댐핑력을 발생시켜 진동을 감쇠시키는 역할을 한다. 기존의 운전석용 댐퍼는 대부분 고정된 특성을 갖고 있는 수동댐퍼로서 다양한 가진에 적절히 대응하지 못하는 한계를 가지

고 있다. 이러한 문제를 해결하기 위하여 반능동 댐퍼 및 능동댐퍼가 개발되었다. 이중 능동댐퍼는 진동의 절연성능은 우수하나 장치의 규모가 크며 가격이 비싸다는 단점을 가지고 있다. 따라서 수동댐퍼의 한계를 극복하면서 능동댐퍼의 우수한 진동 절연성능을 발휘할 수 있는 반능동댐퍼의 연구가 활발히 진행되어지고 있다.

이에 본 연구는 지능재료 중 하나인 자기유동 유체(magneto-rheological Fluid, MR Fluid)를 이용하여 운전석용 반능동 MR 댐퍼를 설계 및 제작하여 운전자에게 전달되는 진동을 효율적으로 절연하는데 목적이 있다.

MR 유체는 낮은 투과율(permeability)의 용매에 상자성(paramagnetic) 입자를 분산시킨 용액이며, 자기장이 크기에 따라 유체의 항복 전단 응력이 연속적으로 변화되는 특성을 가지고 있다. MR 유체는 자기장 무 부하 시에는 용매 내에 분산된 입자들이 자유로이 운동하는 뉴토니안(Newtonian) 유체 상태에서, 자기장 부하 시에는 분산된 입자가 체인형의 구조를 형성하여 유체가 항복 응력을 갖는 빙햄(Bingham) 유체 상태로 변화하게 된다. 이러한 특성을 가지고 있는 MR 유체는 무소음, 무진동, 빠른 응답시간, 연속제어 성능, 저전력소모 등의 장점을 가지고 있으며, 이러한 장점들을 이용하여 댐퍼, 마운트, 클러치 및 브레이크등에 응용되고 있다. 특히, MR 유체는 인가되는 자기장에 따라 항복전단응력이 연속적으로 변하는 특성을 가지고 있으므로 반능동형 댐퍼에 매우 적합하며, 이러한 특성을 이용한 반능동형 MR 댐퍼의 연구가 매우 활발하게 진행되고 있다⁽¹⁾⁻⁽⁵⁾.

본 연구에서는 인가되는 자기장에 따라 항복응력이 연속적으로 변하는 MR 유체의 특성을 이용

* 인하대학교 대학원 기계공학과

E-mail : kgsung@kgsung.co.kr

Tel : (032) 872-7925, Fax : (032) 868-1716

** 대덕대학 타이어공업과

*** 유한대학 기계공학과

**** 인하대학교 기항자공학부

하여 상용차 운전석의 진동을 효과적으로 절연 시킬 수 있는 운전석용 MR 댐퍼를 설계 및 제작하여 성능을 분석하였다.

2. MR 유체의 빙햄특성

MR 유체란 낮은 투자율(permeability)의 용매에 1~10 μ m 크기의 상자성(paramagnetic) 입자를 분산시킨 안정한 비콜로이드 용액을 말하며, 유체에 자기장이 가해짐에 따라 유체의 항복 전단응력이 변화되는 특성을 가지고 있다. MR 유체는 자기장이 인가되지 않았을 때에는 용매 내에 분산된 입자들이 자유로이 운동하는 뉴토니안(Newtonian) 유체의 거동을 나타내지만, 자기장이 인가되었을 때에는 유체 내에 분산된 입자가 체인형의 구조를 형성하여 유체가 항복 응력을 갖는 빙햄(Bingham) 유체의 거동을 나타내게 된다.

MR 유체의 빙햄거동은 일반적으로 다음과 같이 표현할 수 있다.⁽⁴⁾

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

여기서, τ 는 MR 유체의 전단응력을 나타내며, η 는 MR 유체의 기본점성계수이고, $\dot{\gamma}$ 는 전단비(shear rate)이다. H 는 MR 유체의 전류에 비례하는 자기장 H 이다. $\tau_y(H)$ 는 MR 유체의 항복 전단응력을 표현하는 것으로서, H 의 증가와 더불어 증가한다. MR 유체의 항복전단응력은 외부에서 자기장이 가해질 때 유체가 유동을 일으키는 순간의 전단응력을 나타낸다. 유체의 유동은 매우 짧은 시간에 시작되고 또한 복잡한 거동을 하기 때문에 항복전단응력을 정확히 측정하는 것은 어렵다. 따라서, 전단비를 변화하면서 측정된 전단응력 들을 이용하여 구한 선형식에서 전단비가 영(zero)일 때의 전단응력을 동적항복응력(dynamic yield stress)으로 정의한다. 일반적으로, 동적항복응력이 MR 유체의 항복전단응력으로 취급되며, 자기장의 세기에 대한 지수함수로 표현된다. 이 때 구하는 비례상수 α 와 지수 β 는 MR 유체에 사용된 용매와 입자의 종류, 조성비, 조성환경 등에 의하여 결정되는 고유 특성치이다.

본 연구에서 사용된 MR 유체는 미국 Load 사에서 제조한 MRF-132LD이며, Carbonyl iron과 Hydrocarbon oil을 입자체적비 32%로 합성한 것이다. MR 유체는 제조사에서 제공 받은 자료를 이용하여 빙햄모델을 도출하였다. Fig. 2는 상온

에서 MR 유체의 빙햄특성을 도시한 그래프이다. 이러한 결과를 수식 (1)을 이용하여 항복전단응력으로 표현하면 다음과 같다.

$$\tau_y(H) = \alpha H^\beta = 83.46H^{1.25} \quad (2)$$

여기서, τ 의 단위는 Pa, H 의 단위는 A/mm이며, 기본점성계수는 0.2 Pa·s이다.

3. MR 댐퍼의 모델링

3.1 운전석용 MR 댐퍼의 모델링

본 연구에서 제안된 MR 댐퍼의 구조는 Fig.1에서 보는 바와 같다. 자기장이 환형오리피스 구조의 피스톤에 부하하면 MR 유체의 전단응력이 증가되어 환형 오리피스 사이에 있는 MR 유체의 유동저항을 증가시키게 된다. 이것은 피스톤 상하의 압력차를 증가시키며, 이로 인하여 피스톤의 상하운동에 소요되는 힘은 증가하게 된다. 제안된 MR 댐퍼의 본드그래프 모델을 통하여 다음과 같은 동적지배방정식이 구해진다.⁽⁶⁾

$$\dot{q}_1 = -A_r V_p \quad (3)$$

$$F = -\frac{A_r}{C_g} q_1 + (A_p - A_r)^2 R_e V_p + (A_p - A_r) P_{MR} + F_r \quad (4)$$

여기서, q_1 은 하부 챔버의 부피, A_r 은 피스톤 로드의 단면적이며, V_p 는 피스톤 속도, F 는 MR

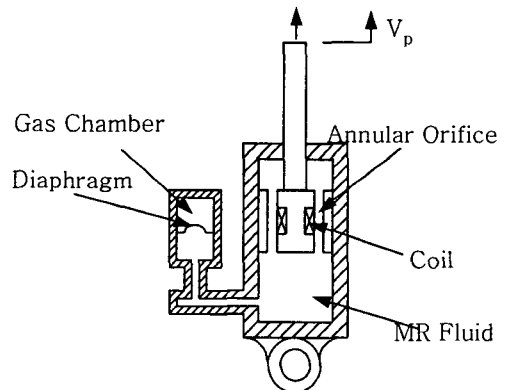


Fig. 1 Schematic diagram of the MR seat damper.

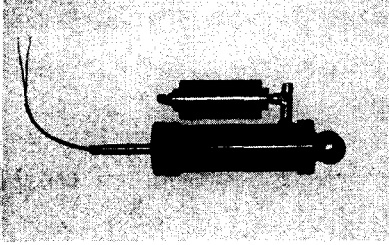


Fig. 2 Photograph of MR Seat Damper.

댐퍼의 댐핑력, C_g 는 가스 챔버에서 가스의 압축성으로 인하여 발생하는 컴플라이언스이고 A_p 는 피스톤 단면적을 나타낸다. 또한, F_r 은 피스톤과 로드에서 발생하는 coulomb 마찰력, 그리고 R_e 는 MR 유체가 환형 오리피스 사이로 유동할 때 발생하는 유체 저항으로 다음과 같이 주어진다.

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

여기서 η 는 MR 유체의 점도, L 은 자극길이, b 는 환형오리피스의 원둘레, h 는 오리피스의 간극을 나타낸다. 한편, 자기장 부하 시 MR 유체의 전단 응력 증가에 따른 압력 강하 P_{MR} 은 다음과 같이 주어진다.

$$P_{MR} = 4 \frac{L}{h} \alpha H^\beta \quad (6)$$

제안된 모델을 근거로하여 운전석용 MR 댐퍼를 설계 및 제작하였으며, Fig.2 에 제작된 상용차 운전석용 MR 댐퍼의 사진을 나타내었다.

3.2 운전석용 MR 댐퍼의 성능시험

운전석용 MR 댐퍼의 자기장 증가에 따른 댐핑력 변화를 고찰하고자 실험장치를 구성하였다. 서보밸브를 사용한 유압시스템으로 댐퍼를 가진다. 이때 가진변위는 LVDT 에 의하여 측정되고 댐핑력은 상부에 구성된 로드셀을 통하여 측정된다. 컴퓨터에서 결정된 자기장의 크기는 D/A 변환기에 의하여 전기적 신호로 바뀐 뒤 전력공급기(power supply)에 의해 운전석용 MR 댐퍼에 전류를 공급하게 된다.

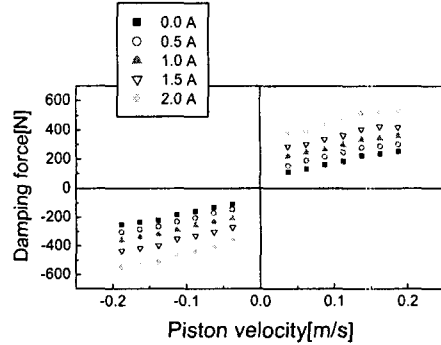


Fig. 3 Field-dependent of damping force (measured).

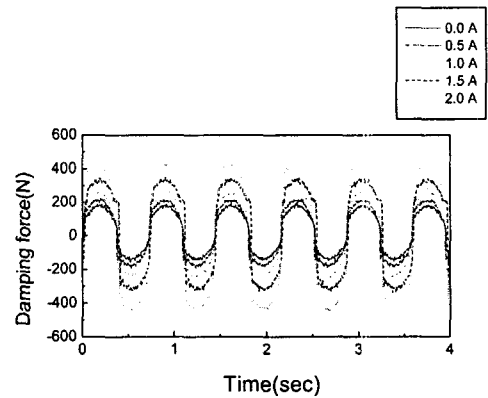


Fig. 4 Time history of damping force (measured).

Fig.3 은 가진변위 $\pm 10\text{mm}$, 가진주파수를 0.6Hz 에서 3.0Hz 까지 0.4Hz 씩 증가시키면서 가진 하였을 때 자기장 증가에 따른 운전석용 MR 댐퍼의 댐핑력 변화를 나타낸 것이다. 자기장 무부하시 피스톤 속도 0.0377m/s 에서 110N , 0.1885m/s 에서 252N 의 댐핑력이 발생되었다. 그러나 2A 의 자기장 부하 시에는 0.0377m/s 에서 363N , 0.1885m/s 에서 542N 의 댐핑력이 발생되었다. 피스톤 속도가 증가됨에 따라 댐퍼의 댐핑력이 증가되는데, 이는 식(4)에서 알 수 있듯이 피스톤 속도의 증가에 따라 유체 저항으로 인한 댐핑력이 증가되기 때문이다. Fig.4 는 1.4Hz 에서 $0\sim 2\text{A/mm}$ 의 자기장이 부하 되었을 때 발생한 댐핑력을 시간영역에서 나타낸 것이다. 자기장이 증가할수록 댐퍼의 댐핑력이 증가함을 알 수 있다. 이는 자기장 부하 시 MR 유체가 항복응력을 갖게 되어 피스톤이 상하운동을 하기 위해서는 더 많은 힘이 요구되기 때문이다. 이러한 사실로부터 운전석용 MR 댐퍼는 피스톤 속도와 무관하게 단지 자기장만의 제어로 댐핑력이 조절됨을 알 수 있다.

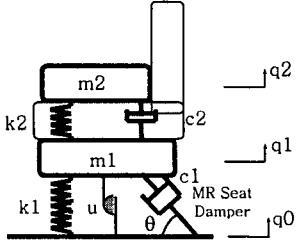


Fig. 5 MR seat suspension system.

4. 운전석 현가장치 모델링

본 연구에서 제안된 운전석 현가 장치 모델이 Fig.5 에 나타나 있다. 운전석용 MR 댐퍼는 운전석 현가장치에 일정한 각도로 장착되어져 있으며, 이러한 모델은 운전석 현가장치를 표현하는 가장 일반적인 모델로 알려져 있다. 노면으로부터 차량의 바퀴에 전달되는 가진은 주 현가장치와 캐빈 현가장치를 거쳐 운전석 현가장치에 전달되는데 운전석 현가장치는 X 형의 링크구조로서 수직방향의 운동만을 하게 된다⁽⁷⁾. Fig.5 에 나타난 모델로부터 동적 지배방정식을 유도하면 다음과 같다.

$$m_1 \ddot{q}_1 = -c_1(\dot{q}_1 - \dot{q}_0) - k_1(q_1 - q_0) + c_2(\dot{q}_2 - \dot{q}_1) + k_2(q_2 - q_1) - u \quad (7)$$

$$m_2 \ddot{q}_2 = -c_2(\dot{q}_2 - \dot{q}_1) - k_2(q_2 - q_1) \quad (8)$$

여기서, u 는 운전석용 MR 댐퍼의 제어 댐핑력이며, c_1 은 댐퍼가 운전석에 경사지게 장착되어져 있기 때문에 다음과 같이 비선형함수로 나타내어진다.

$$c_1 = f(\theta) = c_A \sin^2 \theta \quad (9)$$

여기서, c_A 는 자기장이 인가되지 않았을 경우의 운전석용 MR 댐퍼의 댐핑계수를 나타내고, θ 는 댐퍼와 바닥면 사이의 각도이다.

5. MRAC 제어기 설계

운전석용 MR 댐퍼는 반능동형(semi-active)이므로 제어입력은 다음과 같은 반능동 조건을 만족해야 한다.

$$u = \begin{cases} u & \text{for } u \cdot (\dot{q}_1 - \dot{q}_0) > 0 \\ 0 & \text{for } u \cdot (\dot{q}_1 - \dot{q}_0) \leq 0 \end{cases} \quad (10)$$

식(6)과 식(10)으로부터 운전석용 MR 댐퍼에 부하되는 자기장을 다음과 같이 얻을 수 있다.

$$H = \left[\frac{u}{\sin \theta \cdot (A_p - A_r)} \cdot \left(\frac{h}{4L\alpha} \right) \right]^\beta \quad (11)$$

제어시스템 내부에 PI 제어기를 포함시켜 정상상태의 응답특성을 지배하도록 하고, 그 외부에 불연속 제어법칙을 사용한 초안정 기준모델 적응 제어기(model reference adaptive controller)를 설계한다. MR 시트 현가장치 시스템은 식(7)과 같이 미분방정식으로 표현되며, 이중 제어하고자 하는 첫번째 식에 PI 제어기를 부가하면 다음과 같다⁽⁸⁾.

$$\begin{bmatrix} \dot{q}_1 \\ \ddot{q}_1 \\ \dot{Q} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ -k_1 - k_2 - K_p & -c_1 - c_2 & K_I \\ m_1 & m_1 & m_1 \\ -1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_1 \\ \dot{q}_1 \\ Q \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ K_I K_p \\ m_1 \\ 0 \end{bmatrix} q_1^* + \frac{c_1 \dot{q}_0 + k_1 q_0 + c_2 \dot{q}_2 + k_2 q_2}{m_1} \quad (12)$$

여기서, K_p , K_I , q_1^* 및 Q 는 각각 PI 제어기의 비례이득, PI 제어기의 적분이득, PI 제어기에 인가되는 위치지령 및 위치오차의 적분값이다.

제어대상인 PI 제어시스템과 제어목적의 수학적 표현인 기준모델의 입출력 방식은 각각 다음과 같이 표현된다.

$$q_1(t) = \frac{a_0(\tau s + 1)}{s^3 + a_2 s^2 + a_1 s + a_0} q_1^*(t) + \frac{b s}{s^3 + a_2 s^2 + a_1 s + a_0} E(t) \quad (13)$$

$$\hat{q}_1(t) = \frac{\hat{a}_0(\hat{\alpha} s + 1)}{s^3 + \hat{a}_2 s^2 + \hat{a}_1 s + \hat{a}_0} q_{1,ref}(t) \quad (14)$$

여기서,

$$a_2 = \frac{c_1 + c_2}{m_1}, \quad a_1 = \frac{k_1 + k_2 + K_P}{m_1}, \quad a_0 = \frac{K_I}{m_1},$$

$$\tau = \frac{K_P}{K_I}, \quad b = \frac{1}{m_1}, \quad E(t) = c_1 \dot{q}_0 + k_1 q_0 + c_2 \dot{q}_2 + k_2 q_2$$

이며, $q_{1,ref}(t)$ 는 기준위치 이다.

식(13)과 식(14)로부터 $e(t) = \hat{q}_1(t) - q_1(t)$ 를 이용하여, 다음과 같은 오차방정식을 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} (s^3 + \hat{a}_2 s^2 + \hat{a}_1 s + \hat{a}_0)e(t) &= \\ [(a_2 - \hat{a}_2)s^2 + (a_1 - \hat{a}_1)s + (a_0 - \hat{a}_0)]q_1(t) &+ \\ + \hat{a}_0(\hat{\tau}s + 1)q_{1,ref}(t) - a_0(\tau s + 1)q_1^*(t) + bsE(t) & \end{aligned} \quad (15)$$

여기서, $e \rightarrow 0$ 이 되도록 하는 제어입력 q_1^* 을 결정하기 위하여 위 식을 등가의 폐환 시스템으로 표현하면 다음과 같다.

$$e = G(s)(d - v) \quad (16)$$

여기서,

$$G(s) = \frac{a_0(\tau s + 1)}{s^3 + \hat{a}_2 s^2 + \hat{a}_1 s + \hat{a}_0}, \quad (17)$$

$$d = \frac{bs}{a_0(\tau s + 1)} E(t) \quad (18)$$

$$v = q_1^* - \left[\frac{(a_2 - \hat{a}_2)s^2 + (a_1 - \hat{a}_1)s + (a_0 - \hat{a}_0)}{a_0(\tau s + 1)} q_1(t) \right]$$

$$+ \frac{\hat{a}_0(\hat{\tau}s + 1)}{a_0(\tau s + 1)} q_{1,ref}(t) \quad (19)$$

초안정(Hyperstability) 조건이 만족되도록 기준모델의 계수와 v 를 결정하려면 다음의 부등식이 성립되어야 한다.

$$\text{Re}[G(j\omega)] = \text{Re} \left[\frac{a_0(\tau(j\omega) + 1)}{(j\omega)^3 + a_2(j\omega)^2 + a_1(j\omega) + a_0} \right] > 0 \quad (20)$$

$$\int_0^\infty v(\sigma)e(\sigma)d\sigma \geq -\gamma_0^2 \quad (21)$$

부등식 식(20)의 조건은 선형 시불변 시스템의

SPR(strictly positive real) 조건으로서 이 경우는 기준모델의 극(pole)이 s -평면상의 허축으로부터 어느 정도 멀리 떨어져 있어야 함을 나타내는데 이는 제어의 목적상 자연스럽게 만족될 수 있다.

식(20)은 일반적인 비선형시스템의 Passivity 조건으로서 만약 $v(t)e(t) \geq 0$ 이 성립하면 이 조건을 쉽게 만족한다. 따라서 이를 만족하는 ω^* 를 결정할 수 있으며, 식(19)를 다음과 같이 정리한다.

$$\begin{aligned} v = q_1^* - [q_{1F} + \frac{\hat{a}_0}{a_0} (\frac{\hat{\tau}s + 1}{\tau s + 1} q_{1,ref} - q_{1F})] & \\ + \frac{a_1 - \hat{a}_1}{a_0} \dot{q}_{1F} + \frac{a_2 - \hat{a}_2}{a_0} \ddot{q}_{1F} & \end{aligned} \quad (22)$$

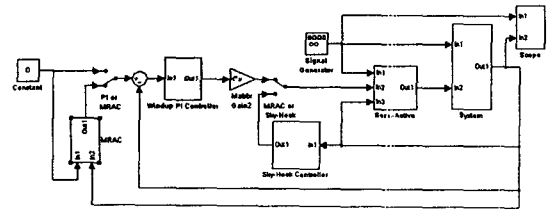
여기서, $q_{1F} = \frac{1}{\tau s + 1} q_1$ 이다.

위 식으로부터 $v(t)e(t) \geq 0$ 이 성립하기 위한 불연속 제어법칙을 구하면 다음과 같다.

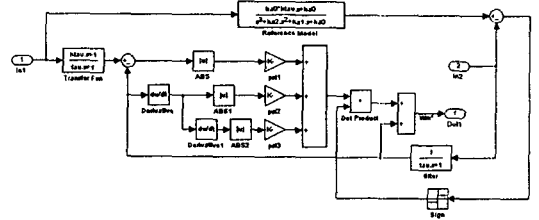
$$q_1^* = q_{1F} + [\psi_1 \left| \frac{\hat{\tau}s + 1}{\tau s + 1} q_{1,ref} - q_{1F} \right| + \psi_2 |\dot{q}_{1F}| + \psi_3 |\ddot{q}_{1F}|] \text{sgn}(e) \quad (23)$$

여기서, $\psi_1 \geq \sup \frac{\hat{a}_0}{a_0}$, $\psi_2 \geq \sup \left| \frac{a_1 - \hat{a}_1}{a_0} \right|$, $\psi_3 \geq \sup \left| \frac{a_2 - \hat{a}_2}{a_0} \right|$ 이다.

위 식을 이용하여 MRAC 제어시스템을 구성한 것을 Fig. 6에 나타내었다.



(a) MR suspension system



(b) MRAC

Fig. 6 Block Diagram of the system

6. 제어 결과 및 고찰

운전석용 MR 댐퍼를 장착한 상용차 운전석의 반능동형 현가장치의 성능을 평가하기 위하여 주파수 영역 및 시간영역에서 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 운전석용 현가장치의 진동제어를 수행하였다. 시뮬레이션에 사용된 운전석 현가장치는 전형적인 COE(cab over engine) 형태의 트레일러 트럭에 적용된 운전석 현가장치로 가정하였다⁽⁹⁾. Fig.7 은 $\pm 25\text{mm}$ 의 정현파로 가진 하였을 때의 주파수에 따른 R.M.S.(root-mean-square)가속도 전달률 및 변위 전달률을 나타내고 있다. 그림에서 알 수 있듯이 변위 전달률의 경우 제어를 수행하지 않았을 때에는 공진주파수에서의 전달률은 약 2.6 이었으나, 기준모델 적응제어기 사용 시에는 전달률이 1 이하의 우수한 성능을 발휘하였다. Fig.8 은 첫번째 공진주파수에서의 가속도 및 변위를 시간영역에서 나타낸 것이다. 제어기 사용 시 가속도와 변위가 크게 줄어든 것을 볼 수 있다.

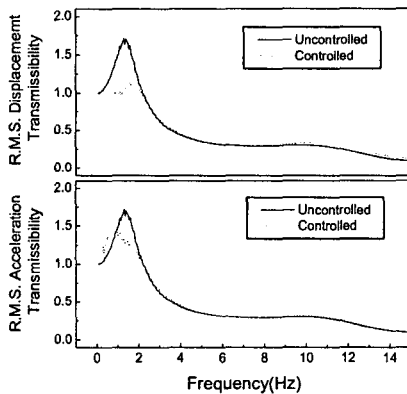


Fig. 7 Transmissibility of MR seat suspension system

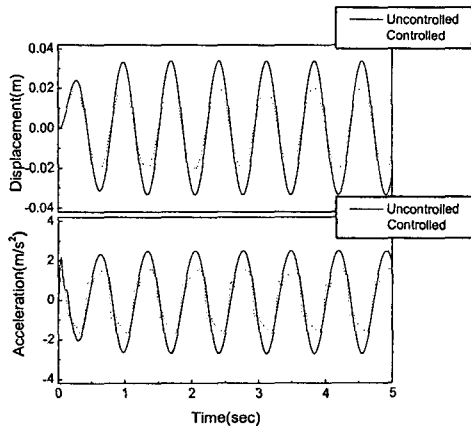


Fig. 8 Time responses of MR seat suspension system at 1.4Hz

7. 결론

본 연구에서는 운전자에게 전달되는 진동을 효과적으로 절연 시키기 위하여 운전석용 MR 댐퍼를 제안하여 모델을 구성하였으며, 이를 토대로 상용차 운전석 현가장치에 실제로 장착 가능한 운전석용 MR 댐퍼를 설계 및 제작하였다. 운전석용 MR 댐퍼의 성능실험을 구현하였으며, 이를 통하여 제안된 모델의 타당성을 입증하였다. 운전석 현가장치의 진동절연 성능평가를 위하여 기준모델 적응제어기를 이용한 시뮬레이션을 수행하였다. 기준모델 적응제어기를 사용한 경우 공진주파수에서 진동절연 성능이 크게 향상되었으며, 그 외의 주파수 영역에서도 우수한 진동절연 성능을 보였다. 그러므로 운전석용 MR 댐퍼를 장착한 반능동형 운전석 현가장치는 적절한 제어 시 운전자에게 전달되는 진동을 효과적으로 절연하여 운전자의 피로와 승차감을 크게 향상시킬 수 있다. 향후 전체차량의 HILS (hardware-in-the-loop-simulation)를 이용한 반능동형 운전석 현가장치의 실험적 성능 분석을 수행할 예정이다.

참고문헌

- (1) Stein G. J., "A Driver's Seat with Active Suspension of Electro-pneumatic Type", *Journal of Vibration and Acoustics* vol.119, pp.230-235, 1997.
- (2) Shimogo T., Oshinoya Y. and Shinjyo H., "Active Suspension of Truck Seat", *JSME No.96-0072*, pp.192-198, 1996.
- (3) Karnopp D., Crosby M. J. and Harwood R. A., "Vibration Control Using Semi-active Force Generators.", *Journal of Engineering for Industry*, pp.619 - 626, 1974.
- (4) Petek N. K., "Demonstration of an automotive semi-active suspension using electrorheological fluid", *SAE Technical Paper Series 950586*, 1995.
- (5) Dyke S. J., Spencer Jr. B. F., Sain M. K. and Carlson J. D., "Seismic Response Reduction Using Magnetorheological Dampers", *Proceedings of the IFAC World Congress*, Vol.1, pp145-150, 1996.
- (6) 최승복, 최영태, 박우철, 정재천, 서문석, 여문수, "연속가변 ER 댐퍼의 제어 및 응답 특성", *한국자동차 공학회논문집*, 제 4 권 제 6 호, pp.164-174, 1996.
- (7) Choi S. B., Choi J. H., Nam M. H., Cheong C. C. and Lee H. G., "A Semi-Active Suspension Using ER Fluids for a Commercial Vehicle Seat", *Journal of Intelligent Material System and Structures*, Vol.9, No.8, pp.601-606, 1999.
- (8) Hans Butler, *Model Reference Adaptive Control*, Prentice Hall, 1992.
- (9) Rahkeja S., Afework Y., Sankar S., "An Analytical and Experimental Investigation of the Driver-Seat-Suspension System", *Vehicle System Dynamics*, 23, pp. 501-524, 1994.