

주파수 성형 LQ 제어를 이용한 반능동식 자기유변유체 현가 시스템

김기덕*. 전도영**

(2000년 1월 5일 접수)

Semiactive MR Fluid Suspension System Using Frequency Shaped LQ Control

Kiduck Kim and Doyoung Jeon

Key Words : MR Fluid(자기유변유체), Semiactive Suspension(반능동형 현가장치), Frequency Shaped LQ Control(주파수 성형 최적 제어)

Abstract

An MR(Magneto-Rheological) fluid damper is designed and applied to the semi-active suspension system of a 1/4 car model. The damping constant of the MR damper changes according to input current and the time delay of the damper is included in the system dynamics. The passive method, LQ control and Frequency shaped LQ control are compared in experiments. The advantage of the proposed frequency shaped LQ control is that the ride comfort improves in frequency range from 4 to 8Hz where human body is most sensitive and the driving safety improves around the resonance frequency of unsprung mass, 11Hz. The experiments using a 1/4 car model show the effectiveness of the algorithm.

1. 서론

최근 승차자의 쾌적한 환경과 주행시 차량의 안전성을 향상시키기 위해서 진동 및 소음의 문제가 부각되고 있으며 이를 해결하기 위한 연구가 진행되고 있다.⁽¹⁾ 특히 진동을 감쇄시키기 위한 차량용 현가장치의 연구가 많이 진행되고 있는데⁽²⁾ 진동 제어를 하는 현가장치는 능동형과 반능동형 현가장치로 분류된다. 능동형 현가장치는 차체의 진동을 외부의 에너지 공급원인 유압이나 공압 작동기를 이용하여 제어함으로써 성능면에서 많은 향상이 있으나 장치가 고가이므로 실용화에 문제가 있다. 반면 반능동형 현가장치는 전기모터와 전자기 작동기를 장착한 다단 댐퍼나 전자 밸브를 사용한 연속 가변 댐퍼를 이용한 것으로서 능동형 현가장

치와 유사한 성능을 나타내며 낮은 비용과 안정성을 가진다.⁽²⁾

1990년대 들어 지능형 물질이라는 전기유변유체 및 자기유변유체를 이용한 연속 가변 댐퍼를 전자 제어하는 반능동형 현가장치의 연구⁽³⁾가 진행되고 있다. 전기유변 및 자기유변유체는 전기장과 자기장에 따라 점성이 수천분의 몇초(msec) 안에 변화하는 물질로서 연속 가변형 댐퍼를 가능하게 해 준다.⁽⁴⁾ 이러한 반능동형 현가장치를 장착한 차량의 진동 제어의 성능 향상과 안정성을 위해 많은 제어 알고리즘이 개발되었다. On/off,^(5,6) 스카이훅(sky-hook)⁽⁷⁾과 상대(relative) 제어 방식 같은 알고리즘들은 간단하고 적은 센서를 사용하는 장점이 있으나 차량의 승차감과 주행안정성을 동시에 고려할 수 없는 단점을 가지고 있다. 한편 최적 제어 이론에 근거한 LQ(Linear quadratic) 제어는 차체 가속도, 현가장치의 상대변위와 타이어 변형량을 동시에 고려하여 성능 지수를 설계함으로써 승차감과 주행안전성을 향상시킬 수 있다.⁽⁸⁾

LQ 제어에서 성능 지수 가중치는 상수로 고정되어 승차감과 주행안정성에 해당하는 요소들을

* 서강대학교 대학원 기계공학과

** 회원, 서강대학교 기계공학과

E-mail : dyjeon@ccs.sogang.ac.kr

TEL : (02)705-8634 FAX : (02)712-0799

효율적으로 제어하기 어렵다. 승차감과 주행안정성의 평가기준은 모든 주파수에서 동일하지 않기 때문에⁽⁹⁾ 성능 향상이 중요시되는 특정 주파수에서 가중치를 바꾸는 것이 필요하다. 또한 고주파 영역에서 제어 입력의 급격한 변화로 인하여 각 가중요소들의 성능을 감소시키는 영향이 나타나기 때문에 고주파수에서 제어 입력의 변화를 최소화하는 방안을 마련해야 한다.

본 연구에서는 1/4 차량 실험장치에 자기유변유체를 이용한 연속 가변 댐퍼를 갖는 반능동형 현가장치를 구성하고 주파수에 따라 성능 지수의 가중치가 변하는 주파수 성형 LQ 제어⁽¹⁰⁾를 이용하여 특정 주파수에서 차량의 승차감과 주행안정성을 향상시키는 이론과 실험을 다룬다.

2. 자기유변댐퍼

본 연구에서 사용된 자기유변댐퍼는 Fig. 1 과 같은 형태의 것인데 차량에 적용하기에는 적합치 않으나 Fig. 8 과 같은 축소된 1/4 차량 모델용으로 제작되었다. 댐퍼의 지름은 40mm 이고 길이가 170mm 이며 35mm 의 스트로크를 가진다. 피스톤 헤드 안에는 공간이 있어 3 개의 전자석이 들어가 오리피스를 통해 움직이는 자기유변유체에 자기장을 가해준다. 피스톤 로드와 움직임에 의해서 실린더 내부 부피 변화가 일어나게 되는데 이러한 부피변화에 의한 압력 손실을 줄이기 위하여 실린더 하부에는 유연한 다이어프램이 있다. 이러한 자기유변댐퍼는 댐퍼 내부의 오리피스 사이에 감긴 코일에 흐르는 전류로 자기장을 생성시켜서 오리피스를 흐르는 자기유변유체의 항복 전단응력을 변화시켜 자기유변댐퍼의 감쇄력을 조절할 수 있다.

인장 실험기를 이용하여 댐퍼의 힘과 속도에 대한 물리적인 특성을 구한 결과는 Fig. 2 와 같다. 인장 실험기에 댐퍼를 놓고 일정한 속도로 압축하면서 댐퍼의 실린더에 부착되어 있는 로드셀에 의해서 가해지는 힘이 측정된다. 자기유변댐퍼는 전류의 변화에 따라 댐핑상수가 변하고 있는 특성을 나타내는데 전류의 세기가 0Amp 일 때 힘과 속도의 그래프는 일반적인 댐퍼와 비슷한 특징을 나타낸다. 그러나 전류의 세기가 증가하면서 유체의 전단 응력이 증가하는 빙햄(Bingham) 유체의 특성을 보여준다.⁽⁴⁾

3. 현가장치 모델과 LQ 제어

Fig. 3 은 1/4 차 반능동형 현가장치를 나타내는

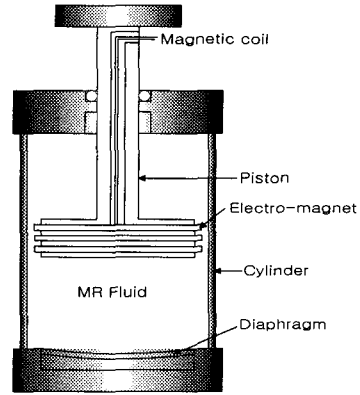


Fig. 1 The structure of the MR damper

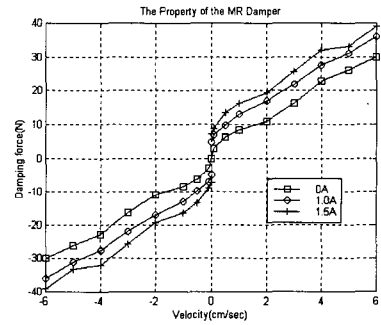


Fig. 2 The property of the MR damper

것으로 수학적 모델은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} m_s \ddot{z}_s + (c_s + c_v)(\dot{z}_s - \dot{z}_u) + k_s(z_s - z_u) &= 0 \\ m_u \ddot{z}_u - (c_s + c_v)(\dot{z}_s - \dot{z}_u) - k_s(z_s - z_u) + k_t(z_u - w) &= 0 \end{aligned} \quad (1)$$

여기서 m_s 는 차체 질량, z_s 는 차체 변위, k_s 는 현가장치의 스프링 상수, c_s 는 고정된 댐핑상수, c_v 는 가변형 댐핑상수, m_u 는 차축 질량, z_u 는 차축 변위, k_t 는 타이어 스프링 상수 그리고 w 는 도로 변위이다.

식 (1)로 표현된 운동방정식을 LQ 제어를 위한 상태 방정식으로 표현하기 위하여 다음과 같이 상태 변수를 정의한다.

$$x = [x_1 \ x_2 \ x_3 \ x_4]^T = [z_s - z_u \ \dot{z}_s \ z_u - w \ \dot{z}_u]^T \quad (2)$$

여기서 x_1 는 현가장치의 상대변위, x_2 는 차체의 절대속도, x_3 는 타이어 변형량 그리고 x_4 는 차축의 절대속도이다.

식 (1)을 정의된 상태 변수로 표준 형태의 상태

방정식으로 표현하면 다음과 같으며

$$\dot{x} = Ax + Bu + L\dot{w}, \quad u = (T^T x)c_v \quad (3)$$

여기서

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & -1 \\ -\frac{k_s}{m_s} & -\frac{c_s}{m_s} & 0 & \frac{c_s}{m_s} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{k_s}{m_u} & \frac{c_s}{m_u} & -\frac{k_t}{m_u} & -\frac{c_s}{m_u} \end{bmatrix}, \quad B = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix}$$

$$T^T = (0 \ 1 \ 0 \ -1) \text{ 이고 } L^T = (0 \ 0 \ -1 \ 0) \text{ 이다.}$$

LQ 제어는 도로의 수직방향 속도에 해당하는 \dot{w} 을 0 으로 가정하고 가중요소로 승차감을 위해 차체 가속도와 속도인 \dot{x}_2 과 x_2 를, 주행안전성을 위해 타이어 변형량과 차축 속도인 x_3 와 x_4 를, 현가장치의 안정성을 위해 현가장치 상대변위인 x_1 을 그리고 제어 입력의 최소화를 위해 u 를 택하며 이를 고려한 성능 지수는 식 (4)와 같다.

$$J = \int_0^\infty [\dot{x}_2^2 + \rho_1 x_1^2 + \rho_2 \dot{x}_2^2 + \rho_3 x_3^2 + \rho_4 \dot{x}_4^2 + \rho_5 u^2] dt \quad (4)$$

여기서 $\rho_1, \rho_2, \rho_3, \rho_4, \rho_5$ 는 각 가중요소의 가중치에 해당한다.

식 (4)의 성능지수를 상태 변수를 이용한 표준 형태로 나타내면 다음과 같다.

$$J = \int_0^\infty [x^T Q x + 2x^T S^T u + u^T R u] dt \quad (5)$$

여기서

$$Q = \begin{bmatrix} \frac{k_s^2}{m_s^2} + \rho_1 & \frac{k_s c_s}{m_s^2} & 0 & -\frac{k_s c_s}{m_s^2} \\ \frac{k_s c_s}{m_s^2} & \frac{c_s^2}{m_s^2} + \rho_2 & 0 & -\frac{c_s^2}{m_s^2} \\ 0 & 0 & \rho_3 & 0 \\ -\frac{k_s c_s}{m_s^2} & -\frac{c_s^2}{m_s^2} & 0 & \frac{c_s^2}{m_s^2} + \rho_4 \end{bmatrix},$$

$$S = \begin{pmatrix} -\frac{k_s}{m_s} & -\frac{c_s}{m_s} & 0 & \frac{c_s}{m_s} \end{pmatrix} \text{ 이고 } R = \left(\frac{1}{m_s^2} + \rho_5 \right) \text{ 이다.}$$

가변형 댐퍼의 댐핑력은 한계가 있으므로 댐핑 계수 c_v^* 는 한계조건을 갖게 되므로 다음의 식으로 표현된다.⁽⁷⁾

$$c_v^* = SAT \left[- (T^T x)^{-1} R^{-1} (B^T P + S)x \right] \quad (6)$$

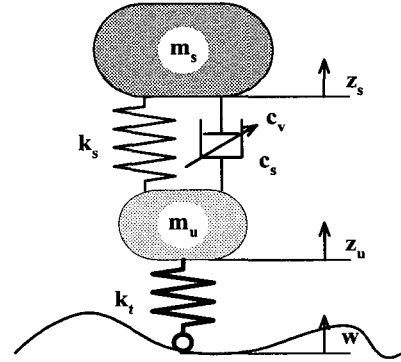


Fig. 3 The quarter car semi-active suspension model

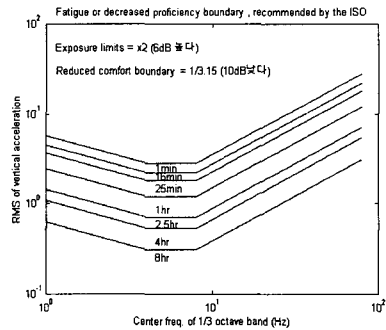


Fig. 4 ISO 2631

여기서

$$SAT(\xi^*) = \begin{cases} 0 & \xi^* < 0 \\ \xi^* & 0 \leq \xi^* < c_{v,max} \\ c_{v,max} & c_{v,max} \leq \xi^* \end{cases}$$

이며 P 는 다음의 Riccati 방정식의 해이다.

$$\dot{P} = -PA - A^T P + PRP - Q. \quad (7)$$

4. 주파수 성형 LQ 제어

승차감이란 자동차에 승차한 사람의 전반적인 쾌적함을 말하는 것으로 특히 노면 등에서 입력되는 진동에 대한 쾌적성을 다룬 것을 진동 승차감이라 한다. 이 진동 승차감의 평가기준으로서 Fig. 4 에 ISO 2631 규격을 표시하였다.⁽⁹⁾ 이것은 노면에 의해 상하 진동하는 환경에서 작업의 정확성을 유지할 수 있는 기준으로서 진동에 대한 인간의 허용범위를 주파수 영역에서 나타낸 것이다. Fig. 4 에서 제곱평균근(RMS) 가속도의 극소치가 4~8Hz 에 있으므로 인간이 이 영역에서 생리학적으로 진동에 민감하다는 것을 알 수 있다.

주행안정성은 타이어와 노면 사이의 접촉 유지 정도를 나타내는 타이어 동적력으로 평가할 수 있다. 타이어 동적력은 타이어 강성 계수와 타이어 변형량의 곱으로 표현되는데 특히 차량의 차축 고유진동수 부근에서 중요시되고 있다.

모사실험에서 사용된 1/4 차 모델을 이용하여 주파수에 대한 승차감의 그래프를 보면 고주파 영역에서 승차감은 제어 입력이 off 인 상태 즉 댐핑 계수가 최소인 상태 이상의 성능을 기대할 수 없으며, 자기유변댐퍼는 시간지연이 있으므로 제어 입력의 급격한 변화는 승차감 향상에 도움이 안되므로 고주파 영역에서는 제어 입력의 영향을 최소화하는 것이 성능 향상의 측면에서 유리하다. 따라서 성능요소들의 특성에 적합한 제어를 위해 성능 지수의 가중치가 주파수에 따라 변화하는 주파수 성형 LQ 제어를 이용한다.

주파수 성형 LQ 제어의 성능 지수는 식 (4)의 LQ 성능 지수를 Parseval 정리를 이용하여 아래의 식 (8)과 같이 나타낼 수 있다.

$$J = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \left[\dot{x}_2^* Q_0(j\omega) \dot{x}_2 + x_1^* Q_1(j\omega) x_1 + x_2^* Q_2(j\omega) x_2 + x_3^* Q_3(j\omega) x_3 + x_4^* Q_4(j\omega) x_4 + u^* Q_5(j\omega) u \right] d\omega \quad (8)$$

여기서 *는 복소수쌍이며 $Q_0, Q_1, Q_2, Q_3, Q_4, Q_5$ 는 주파수에 따라 최적의 가중치를 갖도록 설계된 각 요소의 가중함수에 해당한다.

차체 가속도의 가중함수인 Q_0 는 인간이 민감하게 느끼는 4~8 Hz 의 차체 가속도를 감소시키기 위하여 이 주파수 대역에서 가중치를 크게 하도록 식 (9)와 같이 설계되며 Fig. 5 와 같이 그려진다.

$$Q_0 = \frac{\rho_0(\omega^2 \alpha_0^2 + 1)(\omega^2 \beta_0^2 + 1)}{(\omega^2 \gamma_0^2 + 1)(\omega^2 \delta_0^2 + 1)} \quad (9)$$

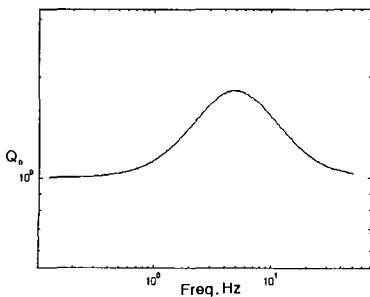


Fig. 5 Frequency response of Q_0

여기서

$\rho_0 = 1.0, \alpha_0 = 0.5712, \beta_0 = 0.0063, \gamma_0 = 0.0982, \delta_0 = 0.3142$ 이다.

식 (9)를 시간역으로 frequency reshaping 하기 위해 w_0 를 식 (10)과 같이 정의하며

$$w_0(j\omega) = \frac{(j\omega\alpha_0 + 1)(j\omega\beta_0 + 1)}{(j\omega\gamma_0 + 1)(j\omega\delta_0 + 1)} \dot{x}_2(j\omega) \quad (10)$$

식 (10)을 시간평면으로 바꾸면 다음과 같다.

$$w_0(t) = k_0 \dot{x}_2(t) + t_0 x_2(t) + h_0 \dot{z}_1(t) + b_0 z_1(t) \quad (11)$$

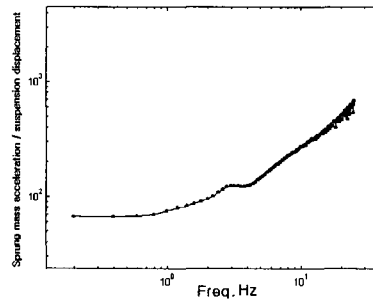
$$\dot{z}_1(t) = -\frac{1}{\gamma_0} z_1(t) + \frac{1}{\gamma_0} x_2(t), \quad \dot{z}_2(t) = -\frac{1}{\delta_0} z_2(t) + \frac{1}{\delta_0} x_2(t)$$

여기서

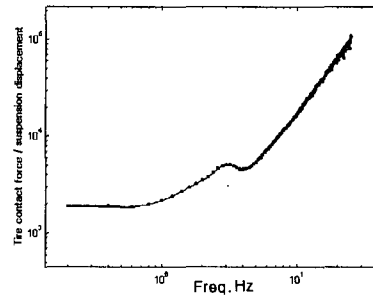
$$k_0 = \frac{\alpha_0 \beta_0}{\gamma_0 \delta_0}, \quad t_0 = \frac{\alpha_0 \gamma_0 \delta_0 + \beta_0 \gamma_0 \delta_0 - \alpha_0 \beta_0 \delta_0 - \alpha_0 \beta_0 \gamma_0}{\gamma_0^2 \delta_0^2}$$

$$h_0 = \frac{\alpha_0 \beta_0 \gamma_0 + \gamma_0 \delta_0 - \alpha_0 \beta_0}{\alpha_0 \beta_0 \gamma_0 (\gamma_0 - \delta_0)}, \quad b_0 = \frac{\alpha_0 \beta_0 \gamma_0 + \delta_0 \gamma_0 - \alpha_0 \beta_0}{\alpha_0 \beta_0 \delta_0 (\delta_0 - \gamma_0)}$$

이고 z_1 과 z_2 는 frequency reshaping 에 의해 생성된 부가 상태변수이다.



(a) Sprung mass acceleration



(b) Tire contact force

Fig. 6 The change of sprung mass acceleration and tire contact force with respect to suspension displacement

$Q_1 \sim Q_4$ 가중함수는 LQ 제어를 했을 때 각 주파수에서 가중요소들의 크기 변화에 따라 차체 가속도와 타이어 동적력의 변화를 그래프로 도시하여 그 형태를 보고 그 크기가 큰 주파수 영역에서 크기를 감소시키기 위해서 가중치의 값을 증가하도록 설계하였다.

예를 들면 Q_1 을 구하기 위해 모사실험을 통하여 각 주파수별로 현가장치 상대변위(x_1)를 연산하고, 현가장치 상대변위에 대한 차체 가속도(\dot{x}_2)와 타이어 동적력($k_1 x_3$)의 변화율을 Fig. 6 과 같이 도시한다. 차체 가속도와 타이어 동적력은 승차감과 주행안정성을 나타낸 것으로 그 크기가 작을수록 성능이 향상되나 Fig. 6 처럼 2Hz 사이에서는 크기가 커지므로 그 주파수 영역에서 가중치 Q_1 을 증가시켜 그 크기를 감소시키려 한다. 따라서

$$Q_1 = \rho_1(\omega^2 \alpha_1^2 + 1). \quad (12)$$

Q_1 과 동일한 방법으로 가중함수 Q_2, Q_3 와 Q_4 를 결정하고 식 (10)과 같이 시간평면으로의 frequency reshaping 을 위해 $w_i(j\omega)$ 를 정의한다. 그리고 식 (11)과 같은 방법으로 시간에 대한 frequency reshaping 함수인 $w_i(t)$ 를 구하면 다음의 Table 1 과 같다.

고주파 영역에서는 제어 입력의 영향을 적게 하는 것이 성능 향상의 측면에서는 유리하므로 Q_5 는 고주파 영역에서 제어 입력의 영향을 감소시키는 것으로 식 (13)과 같이 설계하며 그 특징은 Fig. 7 과 같다.

$$Q_5 = \frac{\rho_5(\omega^2 \alpha_5^2 + 1)}{(\omega^2 \gamma_5^2 + 1)} \quad (13)$$

가중함수의 시간 평면 변환으로 인하여 생성된 부가 상태변수(z_1, z_2, z_3, z_4)를 기존의 방정식 (3)에 포함하면 새로운 상태 방정식은 식 (14)와 같다.

$$\dot{x}_e = A_e x_e + B_e u_e = A_e x_e + B_e (T_e^T x_e) c_e \quad (14)$$

여기서

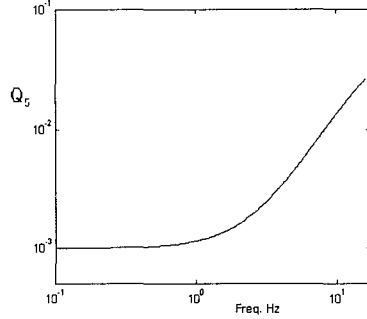


Fig. 7 Frequency response of Q_5

$$x_e = (x_1 \ x_2 \ x_3 \ x_4 \ z_1 \ z_2 \ z_3 \ z_4)^T,$$

$$A_e = \begin{bmatrix} A & 0_{4 \times 4} \\ D_1 & -D_2 \end{bmatrix}, B_e = \begin{bmatrix} B \\ E \end{bmatrix}, T_e^T = (T^T \ 0_{1 \times 4})^T,$$

$$D_1 = \begin{bmatrix} 0 & \frac{1}{\gamma_0} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{\delta_0} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{\gamma_4} \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, D_2 = \begin{bmatrix} \frac{1}{\gamma_0} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{\delta_0} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{\gamma_4} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{\gamma_5} \end{bmatrix}, E = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{1}{\gamma_5} \end{bmatrix}.$$

그리고 주파수 성형 성능 지수를 LQ 성능 지수인 식 (4)와 같이 시간 평면으로 나타내기 위해 Table 1 에 나타난 $w_i(j\omega)$ 를 식 (8)에 대입하고 다시 Parseval 정리를 이용하면 다음과 같이 표현된다.

$$J = \int_0^\infty [\rho_0 w_0^2 + \rho_1 w_1^2 + \rho_2 w_2^2 + \rho_3 x_3^2 + \rho_4 w_4^2 + \rho_5 w_5^2] dt \quad (15)$$

Table 1 에서 시간의 함수로 표현된 $w_0, w_1, w_2, x_3, w_4, w_5$ 를 다음과 같이 상태방정식으로 바꾸어

$$\begin{aligned} w_0 &= H_0 x_e + G_0 u, & w_1 &= H_1 x_e, & w_2 &= H_2 x_e + G_2 u, & x_3 &= H_3 x_e, \\ w_4 &= H_4 x_e + G_4 u, & w_5 &= H_5 x_e + G_5 u. \end{aligned} \quad (16)$$

식 (15)에 대입하면 시간 평면에서 식 (17)과 같이 표준 형태로 정리되며 이는 식 (5)로 표현된 성능 지수에 새로운 상태변수가 추가된 표현이다.

Table 1 Weighting functions

	Q_i	$w_i(j\omega)$	$w_i(t)$
x_1	$\rho_1(\omega^2\alpha_1^2+1)$	$(j\omega\alpha_1+1)x_1(j\omega)$	$\alpha_1\dot{x}_1+x_1$
x_2	$\rho_2(\omega^2\alpha_2^2+1)$	$(j\omega\alpha_2+1)x_2(j\omega)$	$\alpha_2\dot{x}_2+x_2$
x_3	ρ_3	$x_3(j\omega)$	x_3
x_4	$\frac{\rho_4(\omega^2\alpha_4^2+1)(\omega^2\beta_4^2+1)}{(\omega^2\gamma_4^2+1)}$	$\frac{(j\omega\alpha_4+1)(j\omega\beta_4+1)}{(j\omega\gamma_4+1)}x_4(j\omega)$	$k_4\dot{x}_4+\frac{h_4}{\gamma_4}x_4+\left(1-\frac{h_4}{\gamma_4}\right)z_3$ $\dot{z}_3=-\frac{1}{\gamma_4}z_3+\frac{1}{\gamma_4}x_4$ where $k_4=\frac{\alpha_4\beta_4}{\gamma_4}$, $h_4=\alpha_4+\beta_4-\frac{\alpha_4\beta_4}{\gamma_4}$
u	$\frac{\rho_5(\omega^2\alpha_5^2+1)}{(\omega^2\gamma_5^2+1)}$	$\frac{(j\omega\alpha_5+1)}{(j\omega\gamma_5+1)}u(j\omega)$	$\frac{\partial_5}{\gamma_5}u+\left(\frac{1}{\partial_5}-\frac{1}{\gamma_5}\right)z_4$ $\dot{z}_4=-\frac{1}{\gamma_5}z_4+\frac{1}{\gamma_5}u$

$$J = \int_0^\infty [x_e^T Q_e x_e + 2x_e^T S_e^T u + u^T R_e u] dt \quad (17)$$

여기서

$$Q_e = \rho_1 H_0^T + \rho_2 H_1^T + \rho_3 H_2^T + \rho_4 H_3^T + \rho_5 H_4^T + \rho_6 H_5^T, \\ S_e = \rho_7 H_0 G_0 + \rho_8 H_1 G_1 + \rho_9 H_2 G_2 + \rho_{10} H_3 G_3, \quad R_e = \rho_{11} G_0^T + \rho_{12} G_1^T + \rho_{13} G_2^T + \rho_{14} G_3^T.$$

그러므로 식 (17)의 성능지수와 댐핑계수의 한계조건을 고려한 가변형 댐퍼의 댐핑계수(c_v^{**})는

$$c_v^{**} = SAT \left[- (T_e^T x_e)^{-1} R_e^{-1} (B_e^T P_e + S_e) x_e \right] \quad (18)$$

로 표현되고 여기서 P_e 는 다음의 Riccati 방정식의 해이다.

$$P_e A_e + A_e^T P_e - (P_e B_e + S_e) R_e^{-1} (P_e B_e + S_e)^T + Q_e = 0. \quad (19)$$

5. 모사실험과 실험

자기유변댐퍼를 이용하여 1/4 차 반능동형 현가 장치를 Fig. 8 과 같이 구성하여 진동제어 실험을 수행하였다.

제어 알고리즘의 샘플링 시간은 5msec 이며 매

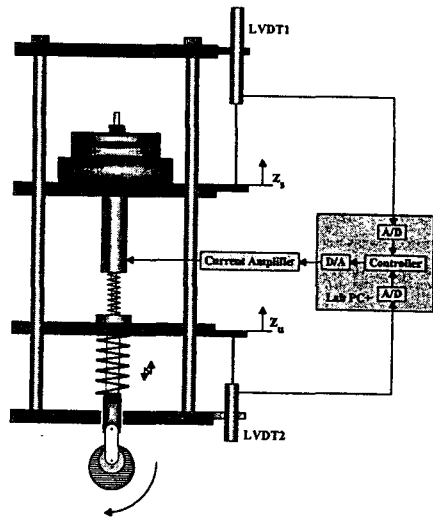
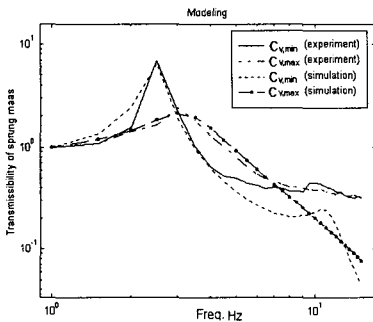


Fig. 8 The experimental setup

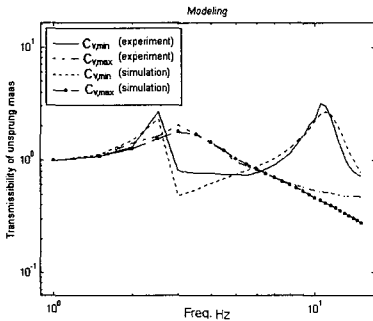
샘플링 시간마다 시스템의 차체와 차축에 장착되어 있는 각각의 LVDT 신호를 A/D 채널을 통해 측정하며, D/A 채널로 0~5Volt 의 제어기 출력을 보낸다. 이 출력은 저전류이므로 전류증폭기를 통해 0~1A 의 전류량으로 증폭되어 자기유변댐퍼에 가해진다. 시스템에 가해지는 입력 진동은 1.1Hz

부터 15.1Hz 까지 0.5Hz 간격의 사인 형태이다. 구성된 실험장치는 Fig. 8 과 같이 2 개의 스프링과 1 개의 댐퍼로 이루어져 있는 2 자유도 시스템이다. 실험을 통해서 댐핑계수가 최대, 최소일 때 차체와 차축의 진동전달성을 구하고 운동방정식을 통해서 얻은 진동전달성과 비교하여 시스템의 모델링 상수를 얻었으며 이는 Table 2 와 같다. Fig. 9 를 통하여 실험 장치의 차체 고유진동수가 2.5Hz 이고 차축 고유진동수 11.6Hz 임을 알 수 있다.

일반적으로 선형시스템에서 댐핑상수가 커지게 되면 고유진동수는 감소한다. 그러나 자기유변댐퍼는 자기장이 가해지면 점성과 강성이 같이 커지기 때문에 시스템의 고유진동수가 증가하게 된다. 이러한 이유로 Table 2 의 모델링 상수를 이용한 모사실험 결과와 실험치를 비교한 Fig. 9 에서 보는 바와 같이 선형 시스템으로 가정하여 구한 모사실험 결과와 실험 결과치가 불일치하는 곳이 있다.



(a) Transmissibility of sprung mass



(b) Transmissibility of unsprung mass

Fig. 9 Comparison of experiments and simulation

Table 2 Constants of experimental model

	Model constants
Sprung mass	27kg
Unsprung mass	6.3kg
Spring stiffness of suspension	9000N/m
Spring stiffness of tire	24700N/m
Damping coefficient	110 ~ 720Ns/m

모사실험에서는 1/4 차 실험장치의 모델링 상수로 승차감과 주행안정성을 비교하기 위해 차체의 가속도와 타이어 동적력을 구하였다. 이때 현가장치에 대한 가정들은 다음과 같다.

(1) 실험과 동일하게 1.1Hz 부터 15.1Hz 까지의 사인 함수로 가진한다.

(2) 수동식 댐퍼의 댐핑 계수는 382 Ns/m로 한다.

(3) 댐퍼의 응답속도를 10msec 로 가정하여 제어기 출력값, V_c ,와 실제 댐퍼에 작용하는 힘, V_d ,는 다음과 같은 지연관계가 있고 τ_d 는 10msec 이다.

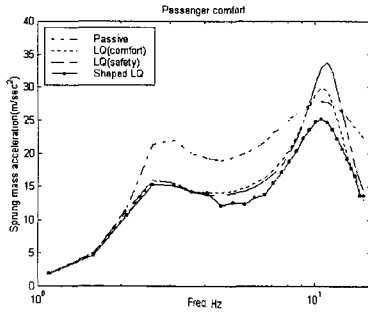
$$V_d = \frac{1}{1 + \tau_d s} V_c$$

(4) 제어기 출력과 가변 댐퍼에 의해 변화하는 댐핑력은 선형이다.

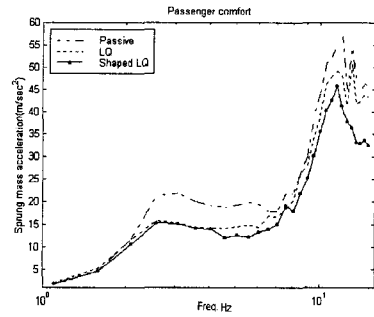
모사실험에서 구한 수동식, LQ 제어 그리고 주파수 성형 LQ 제어의 차체 가속도와 타이어 동적력을 Fig. 10 에 나타내었다. 승차감 그래프를 보면 주파수 성형 LQ 제어는 전주파수 영역에서 향상되었으나 LQ 제어는 차축 고유진동수 부근에서 수동식과 거의 비슷한 성능을 나타낸다. 그리고 주파수 성형 LQ 제어는 4~8Hz 사이에서 LQ 제어보다 차체 가속도가 감소되는 것을 볼 수 있는데 승차감 가중 함수가 그 주파수 영역에서 큰 값을 갖기 때문이다.

주행안정성은 주파수 성형 LQ 제어를 적용한 경우 차축 고유진동수 부근에서 성능이 향상되는 것을 볼 수 있는데 이것은 주행안정성의 가중치를 차축 고유진동수에서 증가하도록 하였고 고주파에서 제어 입력의 가중치를 최소화하였기 때문이다.

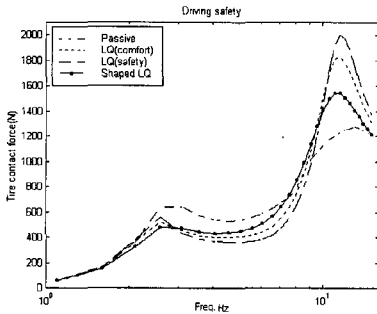
실험에서는 차체 가속도와 타이어의 변형량을 알아봄으로써 승차감과 주행안정성에 대한 성능을 알아보았다. 되먹임 값을 구할 때 모든 상태들이 측정되어야 하므로 두 LVDT 의 신호의 차이로부터 현가장치의 변위를 구하고 각각의 LVDT 신호를 미분하여 차체 속도와 차축 속도를 구했으며 타이어 변형량은 상태 방정식에서 개루프로 예측하였고 차체 가속도는 가속도 센서를 이용하여 측정하였다. Fig. 11(a)의 주파수 성형 LQ 제어 그래프를 보면 차체 가속도 가중 함수인 Q_0 에 의해 4 ~ 7.5Hz 사이에서 차체 가속도가 줄어 승차감이 향상되었다. 타이어 동적력도 모사실험과 동일하게 차축 고유 진동수 부근에서 주파수 성형 LQ 제어가 LQ 제어 보다 감소되는 것을 볼 수 있으



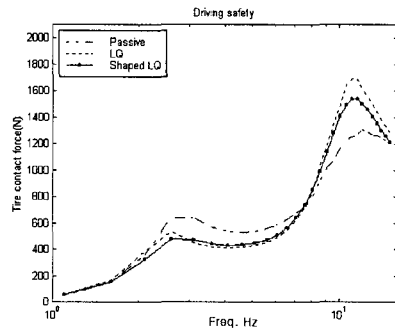
(a) Passenger comfort



(a) Passenger comfort



(b) Driving safety



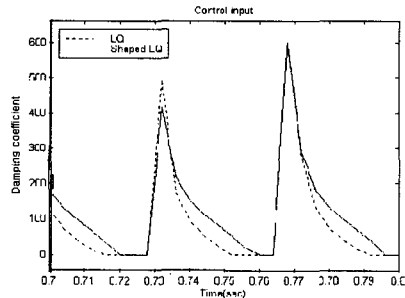
(b) Driving safety

Fig. 10 Comparison of control algorithms (simulation)

며 그 크기의 차이가 모사실험보다 줄어든 것을 알 수 있다. 3~6Hz 사이에서 LQ 제어가 주파수 성형 LQ 제어보다 타이어 동적력이 작은 것은 주행 안정성에 대한 가중 함수를 차축 고유 진동수 부근에 두었기 때문이다.

6. 결론

본 연구에서는 자기유변유체를 이용한 연속 가변 댐퍼로 구성된 반능동형 차량 현가장치를 위하여 축소된 자기유변유체 댐퍼 및 차량 실험장치를 구성하였고 주파수 성형 LQ 제어를 적용하였다. 주파수 성형 LQ 제어에서 가중함수의 설계 기준은 인간이 가장 민감하게 느끼는 4-8Hz의 주파수에서는 승차감을 강조하고, 차축 고유진동수 부근에는 주행 안정성을 강조하였으며 고주파에서는 제어 입력 변화를 최소화하였다. LQ 제어 이론을 바탕으로 주파수 성형 LQ 제어를 설계한 후, 1/4 차 모델의 모사실험과 실험을 통하여 그 성능을 확인할 수 있었는데 4-8Hz 사이에서는 승차감과 주행 안정성이 향상되었으며 주행안정성도 차축 고유진동수 부근에서 LQ 제어보다 성능이 우수함을 볼 수 있었다. 고주파 영역에서도 제어 입력을 최소화하는 가중함수에 의해 자기유변 댐



(c) Control input

Fig. 11 Comparison of control algorithms (experiments)

퍼의 시간 지연으로 인한 역효과를 줄일 수 있었다.

후기

이 연구는 1999 년도 서강대학교 교내연구비 및 산업기술연구소의 지원에 의하여 이루어졌으며 이에 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Colin H. Hansen and Scott D. Snyder, 1997, *Active Control of Noise and Vibration*, first edition, E&FN SPON, pp. 1043~1161.

- (2) 이경수, 1996, "능동/반능동 현가시스템 기술," 제어·자동화·시스템공학지, 제 2 권 제 2 호, pp. 41~56.
- (3) 안창섭, 최영태, 최승복, 1998, "HILS 를 통한 ER 현가장치의 성능평가," 대한 기계학회 논문집(A), 제 22 권, 제 11 호, pp. 2061~2071.
- (4) Keith D. Weiss, Theodore G. Duclos, J David Carlson, Michael J. Chrzan, and Anthony J. Margida, 1993, "High Strength Magneto-and Electro-rheological Fluids," SAE Technical Paper Series, 932451.
- (5) Rakheja, S. and Sankar, S. 1985, "Vibration and Shock Isolation Performance of a Semiactive On-Off Damper," *Transactions of the ASME, Journal of Vibration, Acoustics, stress and Reliability in Design*, Vol. 107, pp. 398~403.
- (6) Doyoung Jeon, Chanho Park and Kiyang Park, 1999, "Vibration Suppression by Controlling an MR Damper," *International Journal of Modern Physics B* Vol. 13, Nos. 14, 15&16, pp. 2221~2228.
- (7) Karnopp, D. C. Crosby, M. J. and Har-wood, R. A. 1974, "Vibration Control Using Semi-active Force Generators," *Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Industry*, Vol. 96, pp. 619~626.
- (8) Tseng, H. E. Yi, K. and Hedrick, J. K., 1991, "A Comparison of Alternative Semiactive Control Laws," *Advanced Automotive Technologies, DE -vol. 40*, pp. 245~257.
- (9) Wong, J. Y., 1993, *Theory of Ground Vehicles*, Second Edition, Wiley-Interscience, pp. 348~394.
- (10) 김기덕, 이재형, 전도영, 1999, "자기유변유체를 이용한 반능동형 현가장치의 Frequency shaped 최적 제어," *The Korean Journal of Rheology*, vol. 11, No. 2, pp. 112~121.