

<연구논문>

자기유변유체를 이용한 반능동형 현가장치의 Frequency shaped 최적 제어

김기덕 · 이재형* · 전도영
서강대학교 공과대학 기계공학과
*한국과학기술원 휴먼로봇센터
(1999년 4월 12일)

Frequency Shaped Optimal Control of Semi-active Suspension System Using an MR Damper

Ki Duck Kim, Jae Hyong Lee* and Do Young Jeon

Department of Mechanical Engineering, Sogang University, Seoul 121-742, Korea

*Human Robot Center, Korea Institute of Science and Technology, Seoul 136-791, Korea

(Received April 12, 1999)

요 약

현가장치의 기능은 노면으로부터의 진동이나 충격을 차체와 격리시키며 주행시 차량의 안전성을 확보하는데 있다. 고정된 스프링과 댐퍼의 특성으로는 두 가지 차량 주행특성을 나타내는 차체 가속도와 타이어 동적력을 최소화할 수 없으므로 가변형 댐퍼를 이용한 반능동식 현가장치로서 승차감과 주행 안정성을 동시에 고려하여 성능 지수를 설계하는 LQ(Linear Quadratic) 제어 이론을 적용하는 연구가 진행되고 있다. LQ 제어 성능지수의 가중함수는 주파수와 시간에 관계없이 상수로 고정되기 때문에 각 요소에 대한 비중이 모든 상황에서 동일하나 승차감이나 주행 안정성의 평가기준이 모든 주파수에서 동일하지 않으므로 본 연구에서는 자기유변댐퍼를 장착한 1/4차의 반능동형 현가장치를 구성하고 LQ 제어의 문제점을 해결하는 Frequency shaped 최적 제어를 이용하여 특정 주파수 범위에서 차량의 승차감과 주행 안정성을 향상시킨다. Frequency shaped 최적 제어는 가중치가 주파수의 함수인 성능 지수를 통해 제어 규칙을 구하는데, 가중함수의 설계기준을 인간이 가장 민감하게 느끼는 4~8 Hz의 주파수에서는 승차감에 두고 차축 고유 진동수 부근에는 주행안전성에 둔다. 모사실험과 실험 결과로부터 Frequency shaped 최적 제어를 장착한 반능동형 현가장치가 승차감과 주행 안정성을 향상시킬 수 있음을 알 수 있다.

Abstract—An MR(Magneto-Rheological) fluids damper is designed and applied to vibration suppression of a 1/4 car model. The damping constant of MR damper changes according to input current which is controlled in a semi-active way. Several control algorithms are compared in simulations and experiments. The advantage of the proposed Frequency shaped LQ control is that passenger comfort is emphasized in the range of 4~8 Hz and driving safety is emphasized around the resonance frequency of unsprung mass.

Keyword : MR fluids, Semi-active suspension, Vibration suppression, Frequency shaped, LQ control

1. 서 론

차량 현가장치는 노면으로부터의 진동이나 충격을 차체에 그대로 전달되지 않도록 하여 차체와 적재물을 보호하고 탑승자의 피로감을 줄여준다. 일반적으로 현가장치는 스프링과 댐퍼로 구성되며 수동형, 능동형과 반능동형으로 분류되는데 수동형 현가장치는 고정된 스프링과 댐퍼를 가진 시스템으로써 노면의 특성에 따라 이상적인 성능을 가질 수 없다. 능동형 현가장치는 차체와 차축 사이에 유압 작동기를 장착하여 승차감 및 차체의 진동을 제어하여 성능 면에서는 혁신적인 향상이 있으나, 외부로부터 5~10파력의 에너지 공급이 있어야 하고 장치가 고가이므로 실용화에 문제가 있다. 반면 Karnopp의 스카이훅 댐핑 제어방

법을 이용한[1] 반능동형 현가장치는 수십 단계의 댐퍼상대를 갖는 다단 댐퍼(multi stage damper)나 더 나아가 연속 가변 댐퍼(continuously variable damper)가 적용되어 외부로부터의 에너지 공급 없이 능동형 현가장치에 유사한 성능을 보이고 있어 실용화 연구가 활발하게 진행되고 있다.

1990년대 들어 이론적으로 연구되어 온 반능동형 현가장치를 가격 대비 성능의 관점에서 최적화 하는 연구가 진행되었다. 일본에서는 전기모터나 전자기 작동기를 이용한 다단 댐퍼가 개발되었으며, 유럽의 회사들에서 응답속도가 빠른 비례 전자 밸브를 이용한 연속 가변 댐퍼가 개발되었다. 또한 지능형 물질(Smart materials)이라고 불리는 전기유변(Electro Rheological) 및 자기유변(Magneto Rheological)

유체를 이용한 전자 제어 방식의 연속 가변 댐퍼에 대한 연구가 진행 중에 있다. 제어 가능 유체인 전기유변과 자기유변유체는 각각 전기장과 자기장에 의해서 항복 응력의 크기를 변화시키는 특성을 가지고 있다. 이러한 연속 가변 댐퍼를 실용화하기 위해서는 저비용, 고성능과 안전성을 가지는 반응동형 현가장치 제어기 개발이 중요하며 이런 측면에서 적은 개수의 센서, 모델 오차에 대한 강인성과 좋은 성능을 가지는 제어 알고리즘의 개발이 필수적이다.

제어기를 설계하는데 여러 가지 방법이 시도되고 있는데 on·off 제어[2], 연속적인 스카이훅, Relative 제어 등은 알고리즘이 간단하고 적은 개수의 센서를 사용하나 승차감과 주행안전성을 같이 고려할 수 없는 단점이 있다. 반면 LQ(Linear quadratic) 제어[3]는 상충 요소인 차체 가속도, 현가장치의 상대변위와 타이어 동적력을 동시에 고려하여 성능 지수를 설계함으로써 승차감과 주행안전성을 향상시킬 수 있으며 강인성을 위해 다른 제어 이론들에 적용되는 연구가 진행되고 있다.

LQ 제어는 최소화시키려는 요소에 가중치를 줌으로써 성능지수를 설계한다. 즉 성능 지수를 구성함에 있어 승차감, 주행안전성과 현가장치의 안정성 등에 해당하는 요소들을 고려함으로써 이들을 제어할 수 있다. 기존의 LQ 제어에서 성능지수의 가중치는 주파수와 시간에 관계없이 상수로 고정되기 때문에 각 요소에 대한 비중이 모든 상황에서 동일하나 승차감이나 주행안전성의 평가기준이 모든 주파수에서 동일하지 않다. 예를 들면 인간의 진동특성은 4~8 Hz의 진동에 가장 민감하며[4] 주행안전성의 기준인 타이어 동적력의 크기는 주파수가 클수록 중요시된다. 따라서 성능 향상을 위해 성능지수의 가중치를 주파수의 함수로 만들어 주파수에 따른 최적의 가중치를 갖게 하는 것이 성능 향상에 유리하다.

본 연구에서는 자기유변유체를 이용한 연속 가변 댐퍼를 장착한 1/4차 반응동형 현가장치를 구성하고 LQ 제어의 문제점을 해결하기 위해 주파수에 따라 가중치가 변하는 Frequency shaped LQ 제어를 이용하여 특정 주파수에서 차량의 승차감과 주행안정성을 향상시킨다.

2. 자기유변유체와 자기유변 가변형 댐퍼

2.1. 자기유변유체의 특성

자기유변유체란 자기 극성을 띠는 마이크로단위 크기의 입자로 채워진 오일로서 이 유체는 작용하는 장이 없을 때에는 뉴턴(Newtonian) 유체의 특징을 보이며 장이 작용할 때에는 항복응력이 증가하는 빙햄(Bingham) 유체의 특성을 나타낸다. 빙햄 유체라는 것은 다음의 식 (1)과 같이 점성 μ 와 전단응력변형률인 $\dot{\gamma}$ 에 의해 생기는 응력과 어떤 자기장에 대한 함수 형태로 나타나는 응력으로 표현된다.

$$\tau = \tau(H) + \mu \dot{\gamma} \tag{1}$$

이러한 빙햄 유체의 특성을 그래프로 나타내면 Fig. 1과 같은데 기울기는 점성 μ 가 되고 자기장의 세기 H 가 증가함에 따라 y 절편은 증가된다.

자기유변유체에 자기장이 작용하지 않을 경우에 Fig. 2(a)와 같이 자기유변유체는 등방성의 물리적 현상을 가지게 되나 자기장이 작용하여 유체에 N극과 S극이 존재할 때(Fig. 2(b)) 자기유변유체는 자기 극성을 가지게 되어 각각의 입자들이 쇠사슬 형태로 나열되며 작용하는 자기장의 세기가 강할수록 더욱 강한 힘으로 서로를 붙잡게 된다. 결국 자기장의 세기가 강할수록 이 사슬을 부수기 위한 힘인 항복응력이 증가하게 된다[6].

2.2. 자기유변 가변형 댐퍼

본 연구에서는 자기유변댐퍼의 구조를 Fig. 3과 같이 설계하였다. 댐퍼의 지름은 40 mm이고 길이가 150 mm이며 35 mm의 스트로크를 가진다. 피스톤 헤드는 6개의 오

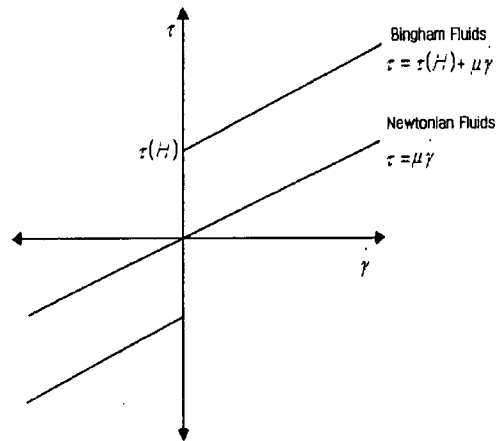


Fig. 1. The property of Bingham fluids.

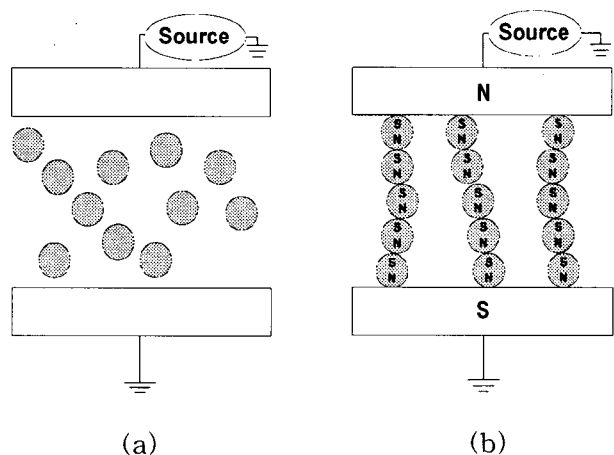


Fig. 2. The behavior of MR fluids : (a) No magnetic fields applied, (b) Magnetic fields applied.

리피스 구멍을 가지고 있으며 헤드안에는 공간이 있어 3개의 전자석이 들어가 오리피스를 통해 움직이는 자기유변유체에 자기장을 가해준다. 피스톤 로드의 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 항복전단응력을 변화시켜 자기유변댐퍼의 감쇄력을 조절할 수 있다.

인장 실험기를 이용하여 댐퍼의 힘과 속도에 대한 물리적인 특성을 구한 결과는 Fig. 4와 같다. 인장 실험기에 댐퍼를 놓고 일정한 속도로 압축하면서 댐퍼의 실린더에 부착되어 있는 로드셀에 의해서 가해지는 힘이 측정된다.

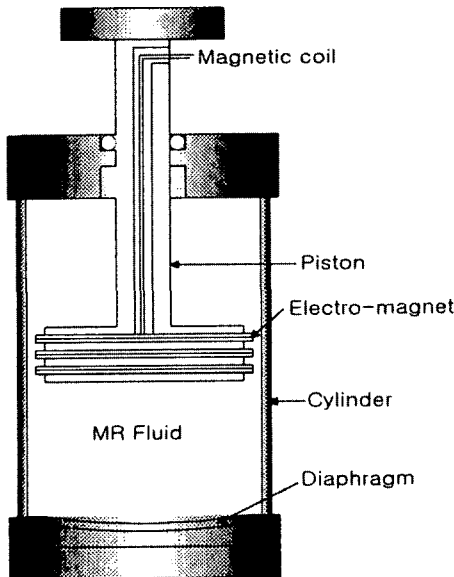


Fig. 3. The structure of the MR damper.

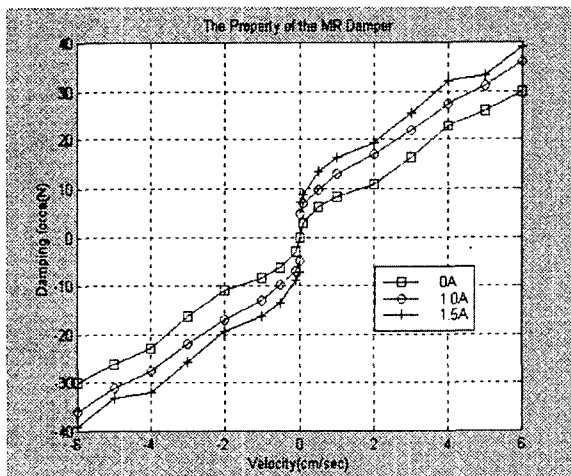


Fig. 4. The property of the MR damper.

자기유변댐퍼는 전류의 변화에 따라 댐핑상수가 변하고 있는 특성을 나타내는데 전류의 세기가 0A mp 일 때 힘과 속도의 그래프는 일반적인 댐퍼와 비슷한 특징을 나타낸다. 그러나 전류의 세기가 증가하면서 유체의 항복응력은 커지고 댐핑상수인 기울기도 증가하며 자기유변유체가 빙햄 유체의 특성을 띄는 것을 보여준다.

3. 1/4차 반능동형 현가장치 이중 선형 모델과 LQ 제어

3.1. 1/4차 반능동형 현가장치 모델

Fig. 5는 1/4차 반능동형 현가장치를 나타내는 것으로 수학적 모델은 다음과 같다.

$$m_s \ddot{z}_s + (c_s + c_v)(\dot{z}_s - \dot{z}_u) + k_s(z_s - z_u) = 0 \quad (2)$$

$$m_u \ddot{z}_u - (c_s + c_v)(\dot{z}_s - \dot{z}_u) - k_s(z_s - z_u) + k_t(z_u - w) = 0$$

1/4차 반능동형 현가장치 모델에 대한 운동방정식을 상태 방정식으로 표현하기 위하여 다음과 같이 상태 변수를 정의한다.

$$x = [x_1 \ x_2 \ x_3 \ x_4]^T = [z_s - z_u \ \dot{z}_s \ z_u - w \ \dot{z}_u]^T \quad (3)$$

여기서, 각 상태 변수의 물리적 의미는 다음과 같다.

- x_1 : 현가장치의 상대변위(relative displacement of suspension)
 - x_2 : 차체의 절대 속도(absolute velocity of sprung mass)
 - x_3 : 타이어 변형량(tire deflection)
 - x_4 : 차축의 절대 속도(absolute velocity of unsprung mass)
- 식 (2)를 정의된 상태 변수로 표준 형태의 상태 방정식으로 표현하면 다음과 같다.

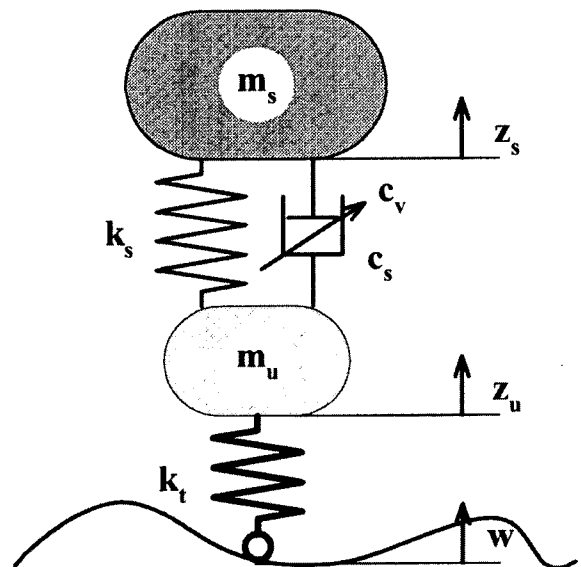


Fig. 5. The quarter car semi-active suspension model.

$$\dot{x} = Ax + Bu + Lw \tag{4}$$

$$u = (T^T x) c_v$$

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

$$T^T = (0 \ 1 \ 0 \ -1), L^T = (0 \ 0 \ -1 \ 0).$$

3.2. LQ 제어

식 (4)의 상태 방정식을 이용한 LQ 제어는 도로의 수직 방향 속도에 해당하는 \dot{w} 을 0으로 가정하고 승차감을 위해 차체 가속도와 속도인 \dot{x}_2 과 x_2 를, 주행 안전성을 위해 타이어 변형량과 차축 속도인 x_3 와 x_4 를, 현가장치의 안정성을 위해 현가장치 상대변위인 x_1 을 가중요소로 택하여 성능 지수를 나타내면 식 (5)와 같다.

$$J = \int_0^\infty [\dot{x}_2^2 + \rho_1 x_1^2 + \rho_2 x_2^2 + \rho_3 x_3^2 + \rho_4 x_4^2] dt \tag{6}$$

여기서 $\rho_1, \rho_2, \rho_3, \rho_4$ 은 각 가중요소의 가중치에 해당한다. 위의 성능 지수를 표준 형태로 나타내면 다음과 같다.

$$J = \int_0^\infty [x^T Q x + 2x^T S^T u + u^T R u] dt \tag{6}$$

$$= \int_0^\infty [x^T (Q + Q_v) x] dt$$

여기서

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

$$S = \begin{pmatrix} -\frac{k_s}{m_s} & -\frac{c_s}{m_s} & 0 & \frac{c_s}{m_s} \end{pmatrix}, R = \begin{pmatrix} \frac{1}{m_s^2} \end{pmatrix},$$

$$Q_v = \begin{pmatrix} 0 & \frac{k_s c_v}{m_s^2} & 0 & -\frac{k_s c_v}{m_s^2} \\ \frac{k_s c_v}{m_s^2} & \frac{2(c_s + c_v)c_v}{m_s^2} & 0 & -\frac{2(c_s + c_v)c_v}{m_s^2} \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{k_s c_v}{m_s^2} & -\frac{2(c_s + c_v)c_v}{m_s^2} & 0 & \frac{2(c_s + c_v)c_v}{m_s^2} \end{pmatrix}.$$

Table 1. Matrices A, R, Q and P

	$\xi^* \leq 0$	$0 \leq \xi^* \leq c_{v, \max}$	$c_{v, \max} \leq \xi^*$
A	A	$A - BR^{-1}S$	$A - B^T c_{v, \max}$
R	0	$BR^{-1}B^T$	0
Q	Q	$Q - S^T R^{-1}S$	$Q - Q_v _{c_v = c_{v, \max}}$

가변형 댐퍼의 댐핑력은 한계가 있으므로 댐핑계수 c_v^* 는 한계조건을 갖는 다음의 식으로 정의된다[5].

$$c_v^* = \text{SAT}[-(T^T x)^{-1} R^{-1} (B^T P + S)x] \tag{7}$$

여기서

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

이며 P는 다음의 Riccati 방정식의 해이다.

$$P = -PA(x, P) - A^T(x, P)P + PR(x, P)P - Q(x, P) \tag{8}$$

이때 $A(x, P), R(x, P)$ 와 $Q(x, P)$ 는 ξ^* 의 크기에 따라 Table 1에서와 같이 바뀐다.

4. Frequency shaped LQ 제어

LQ 제어에서는 되먹임 이득을 구하기 위해서 각 가중요소의 가중치를 주파수와 상관없는 일정한 상수로 고정한다. 이것은 어느 주파수에서나 각 가중요소에 대한 가중치가 일정하기 때문에 성능지수 상에 고려된 각 가중요소의 비중이 모든 주파수에서 동일함을 의미한다. 그러나 인간의 진동특성은 주파수에 따른 민감도의 차이를 보이는데 ISO 2631규격에 따르면 인간에 기계계의 진동해석과 같은 진동을 가하여 그 진동 전달률을 주파수에 대하여 표시하였는데, 인간의 진동 전달률의 최대값이 4~8 Hz 부근에서 나타난다[4]. 차량의 주행안전성을 평가하는 타이어 동적력의 크기도 차체 고유 진동수 이하에서보다 차축 고유 진동수 부근에서 주행안전성에 더 큰 영향을 미친다. 승용차의 경우 차체 고유진동수와 차축 고유진동수는 각각 1~3 Hz와 10~12 Hz에 부근에 존재하므로 인간과 승용차 진동특성을 고려하여 승차감을 위해서는 4~8 Hz 사이의 주파수 영역에서 승차감에 유리한 요소의 가중치를 크게 해야 하며, 10~12 Hz에서는 주행안전성에 유리한 요소의 가중치를 증가 시켜야 한다. 따라서 Frequency shaped LQ 제어를 이용하여 주파수에 따라 변하는 가중치를 갖는 가중함수로 구성된 Frequency shaped 성능 지수를 설계함으로써 1/4차 현가장치의 성능을 특정 주파수에서 향상시키고자 한다.

1/4차 모델의 Frequency shaped 성능 지수는 식 (5)의

LQ 성능지수를 Parseval 정리를 이용하여 아래의 식 (9)과 같이 주파수 평면에서 나타낼 수 있다.

$$J = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} [x_2^* Q_0(j\omega) \dot{x}_2 + x_1^* Q_1(j\omega) x_1 + x_2^* Q_2(j\omega) x_2 + x_3^* Q_3(j\omega) x_3 + x_4^* Q_4(j\omega) x_4] dt \quad (9)$$

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

Frequency shaped 성능지수의 설계의 목적은 상충요소인 차체 가속도와 타이어 동적력을 작게 하여 승차감과 주행 안전성을 향상시키는 것이다. 따라서 성능지수에 고려된 요소들의 크기가 이들 상충 요소와 주파수에 따라 어떠한 관계를 갖는지 파악함으로써 가중함수의 설계가 가능하다. 또한 함수의 차수와 계수를 택할 때 Frequency reshaping을 염두에 두어야 한다. 즉 시간 평면으로의 변환이 가능해야 하고 생성되는 부가 상태변수의 개수는 최소한으로 해야 한다.

본 연구에서 Q_0 는 인간의 진동 특성을 고려하여 설계하였고 나머지 가중함수는 모사실험에 사용될 1/4차 반능동형 현가장치 모델에 다양한 주파수의 사인형태 가진 입력을 가하고 LQ 제어를 했을 때 각 주파수에서 가중요소 (x_1, x_2, x_3, x_4)들의 크기 변화에 따라 차체 가속도와 타이어 동적력의 변화를 그래프로 도시하여 그 형태와 동일하게 설계하였다. 즉 어떤 주파수에서 가중요소에 대한 차체 가속도와 타이어 동적력의 크기가 크면 그 크기를 감소시키기 위해서 가중치의 값을 증가시킨다.

차체 가속도의 가중함수인 Q_0 는 인간의 진동 전달률의 최대값이 나타나는 4~8 Hz의 차체 가속도를 감소시키기 위하여 이 주파수 대역에서 가중치를 크게 하도록 식 (10)과 같이 설계되며 Fig. 6으로 나타내어진다.

$$Q_0 = \frac{\rho_0(\omega^2 \alpha_0^2 + 1)(\omega^2 \beta_0^2 + 1)}{(\omega^2 \gamma_0^2 + 1)(\omega^2 \delta_0^2 + 1)} \quad (10)$$

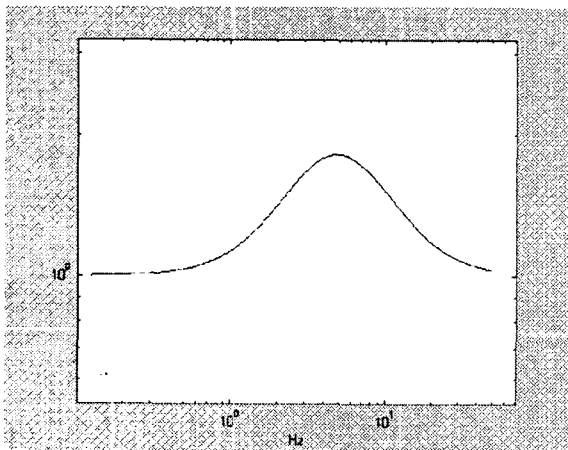


Fig. 6. Frequency plot of Q_0 .

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

식 (10)을 시간 평면으로 frequency reshaping하기 위해 w_0 를 식 (11)과 같이 정의하며

$$w_0(j\omega) = \frac{(j\omega\alpha_0 + 1)(j\omega\beta_0 + 1)}{(j\omega\gamma_0 + 1)(j\omega\delta_0 + 1)} \dot{x}_2(j\omega) \quad (11)$$

식 (11)을 시간평면으로 바꾸면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} w_0(t) &= k_0 \dot{x}_2(t) + t_0 x_2(t) + t_0 h_0 z_1(t) + t_0 b_0 z_2(t) \\ &= -\frac{k_0 k_s}{m_s} x_1 - \left(\frac{k_0 c_s}{m_s} - t_0 \right) x_2 + \frac{k_0 c_s}{m_s} x_4 \\ &\quad + t_0 h_0 z_1 + t_0 b_0 z_2 - \frac{k_0}{m_s} u \end{aligned} \quad (12)$$

$$\dot{z}_1(t) = -\frac{1}{\gamma_0} z_1(t) + \frac{1}{\gamma_0} x_2(t)$$

$$\dot{z}_2(t) = -\frac{1}{\delta_0} z_2(t) + \frac{1}{\delta_0} x_2(t)$$

여기서

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

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

이고 z_1 과 z_2 는 Frequency reshaping에 의해 생성된 부가 상태변수이다.

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($k_s x_3$)의 변화율을 보면 Fig. 7과 같다.

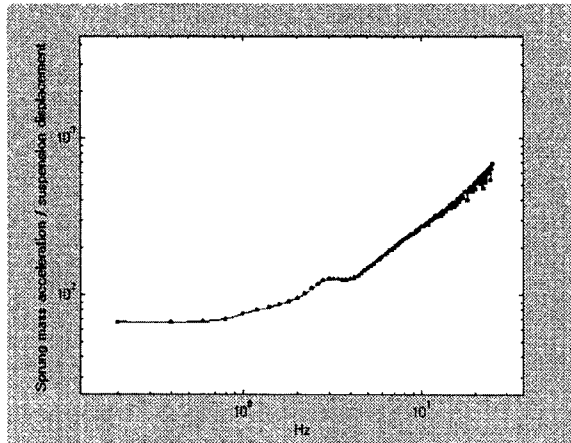
Fig. 7을 보면 LQ 성능지수의 일정한 가중치에 의해 2 Hz 이후로 현가장치 상대변위에 대한 차체 가속도와 타이어 동적력의 변화율이 주파수에 비례하여 증가함으로 승차감과 주행안정성이 악화됨을 알 수 있다. 따라서 그 크기를 감소시키기 위해서 Q_1 을 가중치의 크기가 주파수에 따라 증가하는 함수로 표현한다.

$$Q_1 = \rho_1(\omega^2 \alpha_1^2 + 1) \quad (13)$$

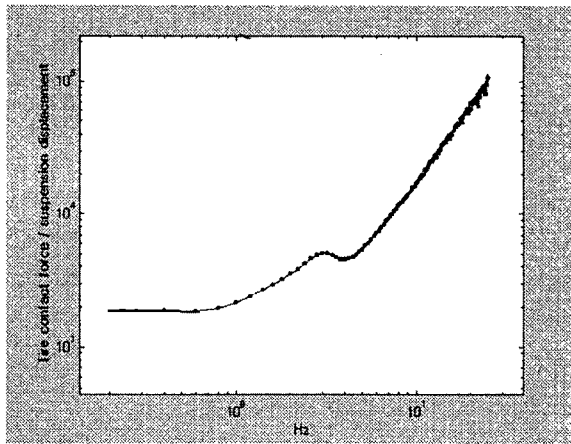
Q_1 과 동일한 방법으로 가중함수(Q_2, Q_3, Q_4)를 결정하고 식 (11)과 같이 시간평면으로의 Frequency reshaping을 위해 $w_i(j\omega)$ 을 정의한다. 그리고 식 (12)와 같은 방법으로 시간에 대한 Frequency reshaping 함수인 $w_i(t)$ 를 구하면 다음의 Table 2와 같다.

가중함수의 시간 평면 변환으로 인하여 생성된 부가 상태변수(z_1, z_2, z_3)를 기존의 방정식 (4)에 포함하면 새로운 상태 방정식은 식 (14)와 같다.

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



(a) The variation of sprung mass acceleration for suspension displacement



(b) The variation of tire contact force for suspension displacement

Fig. 7. The rate of change of sprung mass acceleration and tire contact force.

여기서

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

$$A_e = \begin{pmatrix} A & 0_{3 \times 3} \\ D_1 & -D_2 \end{pmatrix}, B_e = \begin{pmatrix} B \\ 0_{3 \times 1} \end{pmatrix}, T_e^T = (T^T \ 0_{1 \times 3}),$$

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

그리고 Frequency shaped 성능지수를 LQ 성능지수인 식 (5)와 같이 시간 평면으로 나타내기 위해 식 (9)에 Table 2에 나타난 $w_i(j\omega)$ 를 대입하고 다시 Parseval 정리를 이용하면 다음과 같이 표현된다.

$$J = \int_0^\infty [\rho_0 w_0^2 + \rho_1 w_1^2 + \rho_2 w_2^2 + \rho_3 w_3^2 + \rho_4 w_4^2] dt \quad (15)$$

Table 2에서 시간의 함수로 표현된 w_0, w_1, w_2, w_3, w_4 를 다음과 같이 상태방정식으로 바꾸어

$$w_0 = H_0 x_e + G_0 u, w_1 = H_1 x_e, w_2 = H_2 x_e + G_e u, \quad (16)$$

$$w_3 = H_3 x_e, w_4 = H_4 x_e + G_4 u.$$

식 (15)에 대입하면 시간 평면에서 식 (17)과 같이 표준 형태로 정리되며 이는 식 (6)으로 표현된 성능지수에 새로운 상태변수가 추가된 표현이다.

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

여기서

$$Q_e = \rho_0 H_0^2 + \rho_1 H_1^2 + \rho_2 H_2^2 + \rho_3 H_3^2 + \rho_4 H_4^2,$$

$$S_e = \rho_0 H_0 G_0 - \rho_2 H_2 G_2 + \rho_4 H_4 G_4,$$

$$R_e = \rho_0 G_0^2 + \rho_2 G_2^2 + \rho_4 G_4^2.$$

Table 2. 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	$\frac{\rho_4(\omega^2 \alpha_4^2 + 1)(\omega^2 \beta_4^2 + 1)}{(\omega^2 \gamma_4^2 + 1)}$	$\frac{(j\omega\alpha_4 + 1)(j\omega\beta_4 + 1)}{(j\omega\gamma_4 + 1)} x_4(j\omega)$	$k_4 \dot{x}_4 + \frac{h_4}{\gamma_4} x_4 + \left(1 - \frac{h_4}{\gamma_4}\right)$ $\dot{z}_3 = -\frac{1}{\gamma_4} z_3 + \frac{1}{\gamma_4} x_4$ $k_4 = \frac{\alpha_4 \beta_4}{\gamma_4}$ $h_4 = \alpha_4 + \beta_4 - \frac{\alpha_4 \beta_4}{\gamma_4}$

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

$$c_v^{**} = \text{SAT}[(T_c^T x_c)^{-1} R_c^{-1} (B_c^T P_c + S_c) x_c] \quad (18)$$

로 표현되고 여기서 P_c 는 다음의 Riccati 방정식의 해이다.

$$P_c A_c + A_c^T P_c - (P_c B_c + S_c) R_c^{-1} (P_c B_c + S_c)^T + Q_c = 0 \quad (19)$$

5. 모사실험

5.1. 모사실험 방법

모사실험에 사용한 1/4차의 상수는 Table 3과 같으며 이는 실제 자동차와 매우 근접한 수치이다[7].

모사실험 수행 시 현가장치에 대한 가정들은 다음과 같다.

- (1) 차량은 시속 60 km로 직선 주행한다.
- (2) 수동식 댐퍼의 댐핑 계수는 일반 승용차와 동일한 2000 Ns/m로 가정한다.
- (3) 댐퍼의 응답속도를 10 msec로 가정하여 제어기 출력 값, v_d 와 실제 댐퍼에 작용하는 힘, v_d 는 다음과 같은 지연관계가 있고

$$v_d = \frac{1}{1 + \tau_d} v_c$$

여기서 τ_d 는 10 msec이다.

- (4) 제어기 출력과 가변댐퍼에 의해 변화하는 댐핑력은 선형이라고 가정하였다.

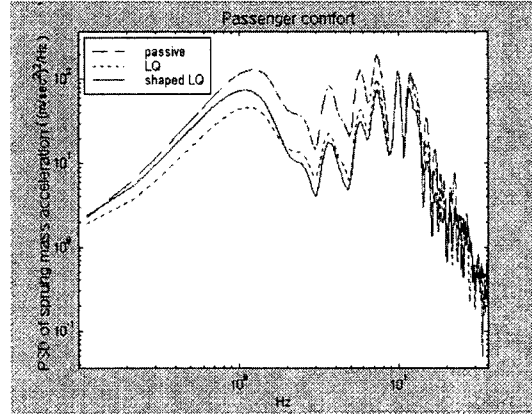
5.2. 모사실험 결과

모사 실험은 불규칙 도로면들 중 울퉁불퉁한 도로 (Rough runway)를 이용하여 승차감과 주행안전성을 평가하기 위해 차체 가속도와 타이어 동적력의 PSD(Power Spectral Density)를 구하는 것을 수행하였다[4]. 모사실험을 통하여 울퉁불퉁한 도로인 경우에 Passive, LQ 그리고 Frequency shaped LQ 제어의 승차감과 주행안전성을 Fig. 8에 나타내었다. LQ 제어와 Frequency shaped LQ 제어 모두 승차감과 주행안전성이 수동식에 비해 좋아지는 것을 알 수 있다. 특히 승차감 그래프(a)의 4~8 Hz 값을 보면 Frequency shaped LQ 제어가 LQ 제어보다 더 작

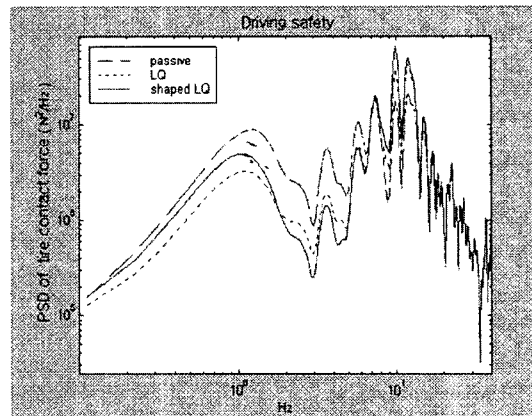
Table 3. Constants of a quarter car in simulation

	modeling constant
sprung mass	270 kg
unsprung mass	36 kg
spring stiffness of suspension	16000 N/m
spring stiffness of tire	160000 N/m
damping coefficient	500~4000 Ns/m

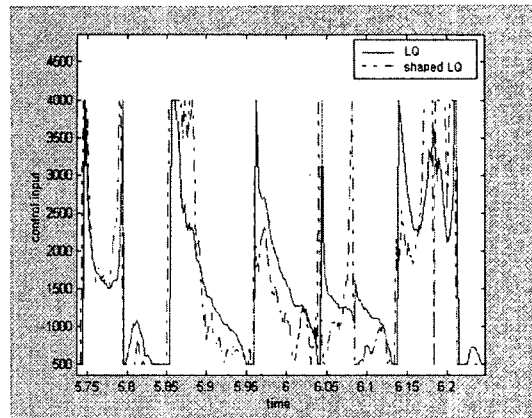
게 나타나는데 이것은 Frequency shaped 성능지수에서 설계한 가중함수에 의하여 진동 전달률이 이 주파수영역에서 향상되었음을 보여 준다. 주행 안정성의 그래프(b)에서도 2 Hz 이상부터 10 Hz까지 Frequency shaped LQ 제



(a) sprung mass acceleration for rough runway



(b) tire contact force for rough runway



(c) control input

Fig. 8. Passenger comfort, driving safety and control input (simulation).

어의 성능이 LQ 제어보다 좋은 성능을 보이거나 고주파에서는 LQ 제어와 Frequency shaped LQ 제어 모두 성능 향상이 거의 없는 것을 볼 수 있다. 이것은 Fig. 8(c)에서 볼 수 있듯이 고주파 영역에서 제어 입력은 0.5초 동안 급격한 변화를 나타내지만 댐퍼의 시간 지연에 의해 빠르게 반응할 수 없기 때문이다.

6. 실험

6.1. 실험 장치

MR 댐퍼를 이용하여 1/4차 반능동형 현가장치를 Fig. 9와 같이 구성하여 진동제어 실험을 수행하였다.

제어 알고리즘의 샘플링 시간은 5 msec이며 매 샘플링 시간마다 시스템의 차체와 차축에 장착되어 있는 각각의 LVDT 신호를 A/D 채널을 통해 측정하여 D/A 채널로 0~5 Volt의 제어기 출력을 보낸다. 이 출력은 저전류이므로 전류증폭기를 통해 0~1A의 전류량으로 증폭되어 자기유변댐퍼에 가해진다. 시스템에 가해지는 외란은 1 Hz부터 0.5 Hz 간격으로 15 Hz까지 사인형태의 가진 입력을 주었다. 구성된 실험장치는 Fig. 9와 같이 2개의 스프링과 1개의 댐퍼로 이루어져 있는 2자유도 시스템이다. 실험을 통해서 댐핑계수가 최대, 최소로 변할 때 차체와 차축의 진동전달성을 구하고 운동방정식을 통해서 얻은 진동전달성과 비교하여 시스템의 모델링 상수를 얻었으며 이는 Table 4와 같다.

일반적으로 선형시스템에서 댐핑상수가 커지게 되면 고유진동수는 감소한다. 그러나 MR 댐퍼는 자기장이 가해

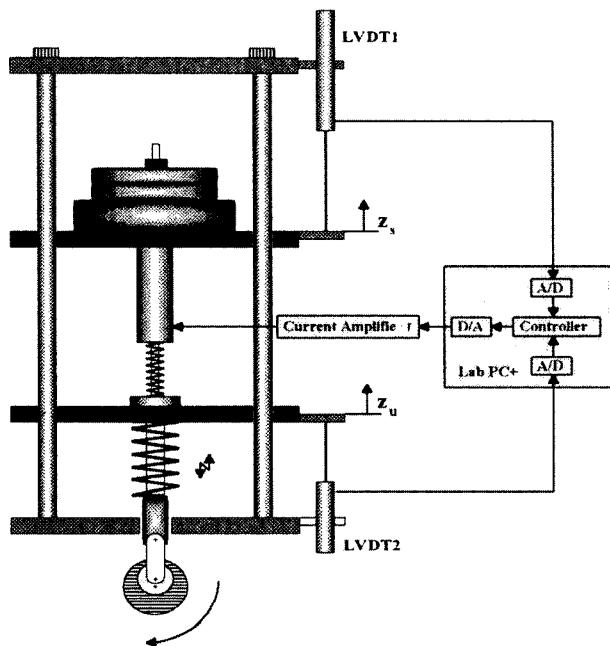


Fig. 9. The experimental setup for a quarter car.

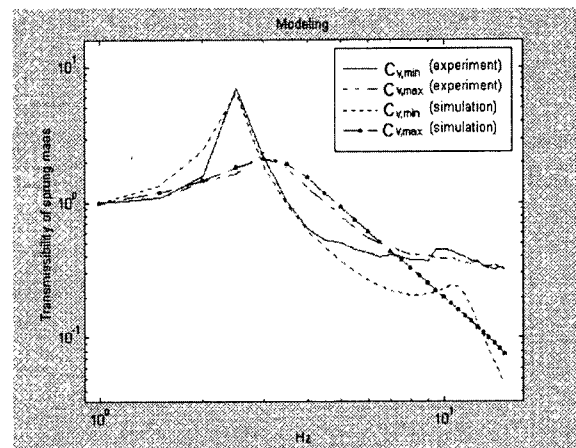
지면 점성과 강성이 같이 커지기 때문에 시스템의 고유진동수가 증가하게 된다. 이러한 이유로 Table 4의 모델링 상수와 실험치를 비교한 Fig. 10에서 보는 바와 같이 선형 시스템으로 가정하여 구한 모사실험 결과와 실험 결과치가 불 일치하는 곳이 있다.

6.2. 실험 결과

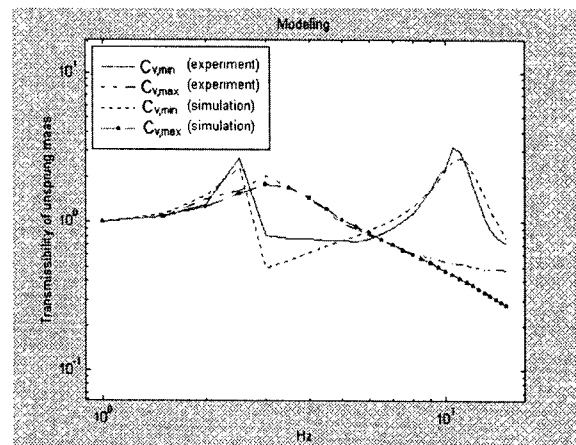
실험에서는 주파수에 따른 차체와 차축의 변위를 알아봄으로써 간접적으로 승차감과 주행안전성에 대한 성능을 알아보았다. 되먹임 이득을 구할 때 모든 상태들이 측정

Table 4. Experimental model constants

	model constants
sprung mass	27 kg
unsprung mass	6.3 kg
spring stiffness of suspension	9000 N/m
spring stiffness of tire	24700 N/m
damping coefficient	110~720 Ns/m



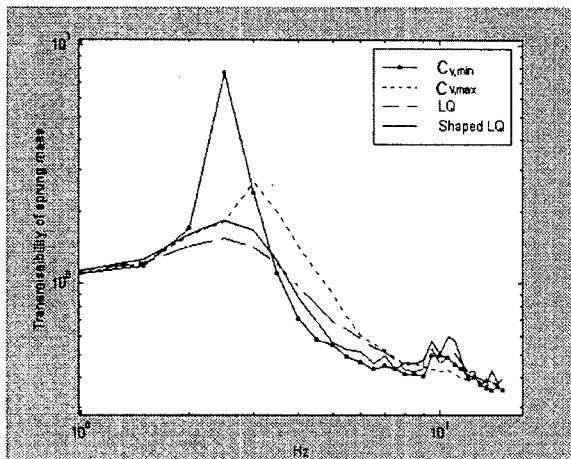
(a) Transmissibility of sprung mass



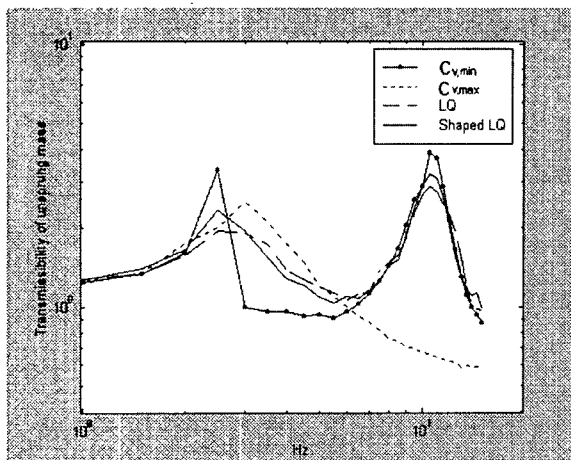
(b) Transmissibility of unsprung mass

Fig. 10. Comparison of experiments and simulation.

되어야 하므로 두 LVDT의 신호의 차이로부터 현가장치의 변위(x_1)를 구하고 각각의 LVDT 신호를 미분하여 차체 속도(x_2)와 차축 속도(x_4)를 구했으며 타이어 변형량(x_3)은 상태 방정식에서 개루프로 예측하였다. 센서의 신호가 외란의 영향을 많이 받고 미분에 따른 오차가 커지기 때문에 차체 가속도나 타이어 동적력을 구하기 보다 오히려 차체와 차축의 변위로 성능을 평가하였다. Fig. 11(a)의 Frequency shaped LQ 제어 그래프를 보면 4장에서 설계한 차체 가속도 가중 함수인 Q_0 에 의해 차체 고유진동수인 2.5 Hz 부근과 차축 고유진동수인 11.6 Hz 이후에서의 차체변위가 증가하지만 그에 대한 보상으로 4-8 Hz에서 차체 변위가 줄어 승차감이 향상되었다. 차축 변위에서도 Fig. 11(b)에서처럼 3~6Hz와 차축 고유진동수 부근에서 Frequency shaped LQ가 LQ 제어보다 차축 변위의 크기가 더 작지만 그 이후의 주파수에서는 모사 실험과 마찬가지로 차축 변위의 크기의 차이가 없는 것을 볼 수 있다.



(a) The variation of sprung mass displacement



(b) The variation of unsprung mass displacement

Fig. 11. Experimental results.

7. 결 론

본 연구에서는 자기유변유체를 이용한 연속 가변 댐퍼로 구성된 반능동형 차량 현가장치에 Frequency shaped LQ 제어를 적용하였다. Frequency shaped LQ 제어에서 가중함수의 설계 기준은 인간이 가장 민감하게 느끼는 4-8 Hz의 주파수에서는 승차감을 강조하고 차축 고유진동수 부근에는 주행 안정성을 강조하였다. LQ 제어 이론을 바탕으로 Frequency shaped LQ 제어를 설계한 후, 1/4차 모델의 모사실험과 실험을 통하여 그 성능을 확인할 수 있었는데 모사실험과 실험 결과 4-8 Hz 사이에서는 승차감과 주행 안정성이 향상되었으나 차축 고유진동수 이후의 주행안정성은 제어 입력의 급격한 변화로 인하여 성능이 향상되지 못하는 것을 볼 수 있었다. 비교적 고주파 영역에서의 평가가 필요한 주행안정성은 가변형 댐퍼의 시간 지연으로 성능 향상이 어려움으로 성능을 향상시킬 수 없었다. 가변형 댐퍼의 시간 지연을 최소화하는 설계 및 빠른 응답의 자기유변유체 개발이 필수적이다.

후 기

본 연구는 한국학술진흥재단 과학기술기초 중점연구(1998-018-E00010)의 지원을 받았으며 이에 감사드립니다.

기 호

- τ : yield stress
- $\dot{\gamma}$: shear rate
- μ : viscosity
- m_s : sprung mass
- z_s : sprung mass displacement
- k_s : spring stiffness of suspension
- c_s : fixed damping coefficient
- C_v : variable damping coefficient
- m_u : unsprung mass
- z_u : unsprung mass displacement
- k_t : spring stiffness of tire
- w : road disturbance
- x_1 : relative displacement of suspension
- x_2 : absolute velocity of sprung mass
- x_3 : tire deflection
- x_4 : absolute velocity of unsprung mass
- ρ_i : weighting factor
- Q_i : weighting function
- $w_i(t)$: frequency reshaping function

참고문헌

1. D. C. Karnopp, M. J. Crosby and R. A. Harwood, Transactions

- of the ASME, Journal of Engineering for Industry, vol. 96, pp. 619-626 (1974).
2. S. Rakheja and S. Sankar, Transactions of the ASME, Journal of Vibration, Acoustics, stress and Reliability in Design, vol. 107, pp. 398-403 (1985).
 3. H. E. Tseng, K. Yi and J. K. Hedrick, Advanced Automotive Technologies, DE-vol. 40, pp. 245-257 (1991).
 4. J. Y. Wong, "THEORY OF GROUND VEHICLES", second edition, wiley-interscience, 1993, pp. 348-394.
 5. C. L. Teo, Ph. D Thesis, University of California at Berkeley (1989).
 6. Keith D. Weiss, Theodore G. Duclos, J David Carlson, Michael J. Chrzan and Anthony J. Margida, SAE Technical Paper Series, 932451 (1993).
 7. R. M. Chalasani, ASME Monograph, AMD-vol. 80 (1986).