

반능동 현가시스템

이 경 수

Semi-Active Suspension System

Kyongsu Yi



- 이경수(한양대 자동차공학과)
- 1962년생.
- 제어공학을 전공하였으며, 비선형시스템의 제어와 차량동역학 및 제어, 특히 능동 및 반능동 현가시스템, 동력전달시스템 제어, ABS/TCS 등 자동차 제어시스템에 관심이 있다.

1. 머리말

능동 및 반능동 현가시스템(Active and Semi-active Suspensions)은 차량의 성능을 현저히 향상시킬 수 있는 가능성(potential to improve vehicle performance) 때문에 대단히 활발하게 연구되어 왔으며, 최근에 상품화된 능동 및 반능동 현가장치와 일부 고급 승용차에 장착되어 등장하기 시작하였다. 능동 현가장치의 개발은 1930년대에 시작되었으나, 상당한 연구성과는 1950년 이후에 이루어지기 시작하였다.^(1~3) 반능동 현가시스템은 1970년대 초에 제안되었고, 반능동 현가시스템에 의하여 능동 현가장치에 의해 얻을 수 있는 우수한 성능을 얻는 것이 가능하다는 것이 주장되었다.^(4,5) 전자 현가장치(Electronic Suspensions)라고도 불리는 능동 및 반능동 현가시스템은 마이크로 프로세서의 발달과 저렴한 측정기기의 개발과 더불어 1980년대부터 활발하게 연구 개발되어 왔으며, 주로 승차감과 조향성능을 향상시키기 위한 승용차용 현가시스템의 제어 방

법(Controlloer Design Methodology)에 관한 해석적 연구와 실험적 연구가 많이 수행되었다. 이러한 연구들의 결론은 첫째, 능동 및 반능동 현가시스템에 의해 최적화된 수동형 현가장치에 비해 월등히 우수한 성능을 얻을 수 있으며, 둘째, 승차감 향상에 있어서는 상태변수 피드백을 이용함으로써 반능동 현가시스템에 의해 능동 현가시스템에 가까운 성능을 얻을 수 있다는 것이다.^(4~31) 수동형 현가장치의 성능으로도 충분한 경우도 많이 있지만 수동형 현가장치는 외부 동력없이 현가장치의 상대적인 변위에 비례하는 힘을 발생하기 때문에 성능에는 근본적으로 한계가 있다.^(1,4)

능동 현가시스템의 주요 장점은 다음과 같다.⁽¹⁾

- ① 수동 시스템은 에너지를 소산(dissipate)시키고 일시적으로 에너지를 저장했다가 시스템으로 다시 보내는 반면, 능동 시스템은 현가시스템에 에너지를 공급할 수도 있으며 에너지의 흐름을 조절하는 것도 가능하다.
- ② 능동 시스템은 차량의 성능을 향상시키

기 위해 설계된 제어법칙에 의해 결정된 임의의 힘을 발생시킬 수 있다.

이러한 장점 때문에 능동 현가시스템은 대단히 우수한 성능을 제공할 수 있지만, 수동 현가시스템에 비해 다음과 같은 단점이 있다.^(1,4)

- ① 큰 외부 동력원(large external power source)이 필요하다.
- ② 시스템이 복잡해지고 비용이 증가한다.
- ③ 신뢰도(reliability)가 떨어진다.

반능동 현가 시스템의 장점은 능동 및 수동 현가 시스템의 장점을 모두 갖고 있다는 것이다. 즉, 반능동 시스템은 수동 현가장치에 비해 우수한 성능을 제공하면서 대형 액츄에이터나 큰 동력원을 필요로 하지 않는다.

지금까지는 승차감 및 조향성능을 향상시키기 위한 능동 및 반능동 현가시스템에 관한 연구가 많이 이루어졌으나, 능동 또는 반능동 현가시스템을 이용하여 대형차량의 주행 안정성을 향상시키고, 대형차량에 의해 주로 발생하는 도로의 파손을 줄이면서 차량의 수송능력을 향상시키는 연구는 최근에 유럽과 미국의 대형트럭 제조업체와 정부 주도로 활발하게 진행되고 있다.^(28~31) 그러므로

반능동 현가시스템에 의한 대형 트럭의 성능 향상 가능성 및 연구 개발도 승용차용 능동 및 반능동 현가시스템과 함께 앞으로의 주 연구 과제이다.^(30~32, 36) 이 글에서는 우선 가변 댐퍼 및 반능동 현가시스템의 기본 원리를 설명하고, 반능동 현가시스템의 Bilinear Model, 제어방법에 대하여 언급한 후, 컴퓨터 모의 실험결과를 통하여 반능동 현가시스템에 의한 차량의 동적 성능 향상을 두 가지 측면, 즉, 승용차와 대형트럭의 측면에서 언급될 것이다.

2. 반능동 현가시스템의 Bilinear 모델

2.1 반능동 댐퍼

반능동 제어력(Semi-active control force)은 가변댐퍼(modulable damper)의 댐핑계수를 조절함으로써 발생될 수 있으며 항상 기계적인 에너지가 소산되도록 제어된다. 가변댐퍼 또는 반능동 댐퍼(semi-active damper)의 기본 원리와 Passivity Constraint가 그림 1에 설명되어 있다. 가변댐퍼를 사용하면 현가시스템속도와 관계없이 제어 범위내에서 댐핑력을 필요한 수준으로 받

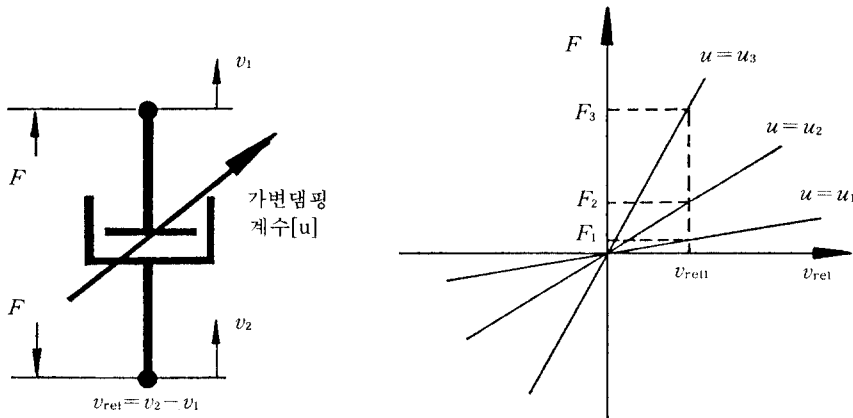


그림 1 반능동 댐퍼의 기본원리와 수동구속조건

생시킬 수 있으나, Passivity Constraint, 즉, 기계적인 동력이 소산될 때에만 필요한 현가장치 제어력(suspension control force)을 발생시킬 수 있다.

반응동 댐퍼의 실현방법은 다음의 두 가지로 분류할 수 있다.^(5,21,30)

- 1) 전자기 압력 제어 밸브를 이용하여 압력을 제어하는 방법
- 2) 댐퍼의 오리피스(orifice) 저항을 변화시킴으로써 댐핑력을 제어하는 방법.

두 가지 형태의 반응동 댐퍼의 예가 그림 2에 제시되어 있다. (a)는 두 개의 포핏밸브를 제어하여 원하는 힘을 발생시키는 반응동 댐퍼를 보여주고 있다. 두 개의 밸브를 이용하여 압축력과 인장력을 각각 제어하며, 큰 반응동 제어력을 발생시키는데 필요한 동력은 포핏밸브를 제어할 때 필요한 소형 Power Supply만이 필요하다. (b)는 댐퍼의 오리피스 면적을 변화시켜서 댐핑력을 제어하는 반응동 댐퍼를 보여주고 있다. 댐핑 밸브의 면적은 스테퍼 모터(stepper motor)에 의해 조절되며, 반응동 댐퍼의 제어에 필요한 동력은 스테퍼 모터를 작동시킬 수 있는 작은 양이면 충분하다.

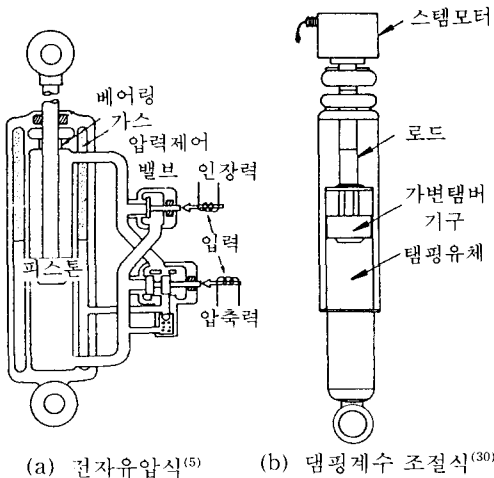


그림 2 반응동 댐퍼의 두가지 설계

2.2 반응동 현가시스템의 Bilinear 모델

비선형 시스템의 거동을 수학적 모델로 표현하는 경우 Bilinear 시스템 모델이 선형 시스템 모델보다 더 정확하게 시스템을 표시할 수 있다.^(33,34) 반응동 현가시스템의 Bilinear 모델은 Kimbrough에 의해 소개되었으며,⁽²³⁾ Bilinear 시스템을 이용하여 반응동 현가시스템을 모델링할 수 있다. 그림 3은 1/4 car 반응동 현가시스템을 나타내고 있으며, 이 시스템의 운동방정식은 다음과 같다

$$m_s \ddot{z}_s = -k_s(z_s - z_u) + f_s \quad (1)$$

$$m_u \ddot{z}_u = k_s(z_s - z_u) - f_s - k_t(z_u - z_r) \quad (2)$$

여기서, f_s 는 반응동력 k_s 와 k_t 는 스프링과 타이어의 스프링상수이다. 반응동력 f_s 는 다음과 같이 반응동 댐퍼의 댐핑 밸브면적, 현가시스템 속도, 댐퍼내의 유체의 특성에 따라 결정되는 비선형 함수로 표시되며 댐핑 밸브 면적은 스테퍼 모터 같은 전자기 장치에 의해 제어된다.

전자기 장치는 기계 시스템보다 훨씬 빠른 응답특성을 보이므로 반응동력과 현가장치 속도의 관계는 다음의 Bilinear 방정식으로 표시될 수 있다. Matrix 방정식으로 표시하

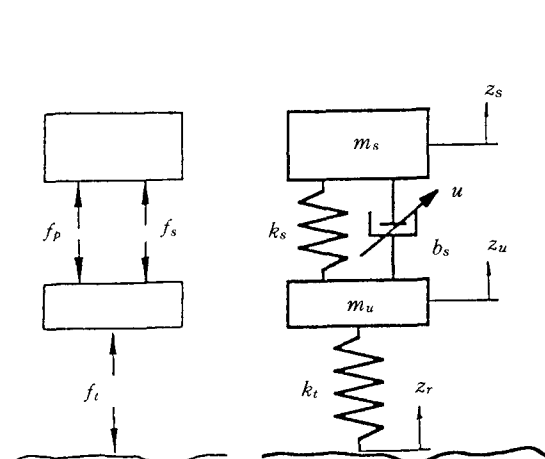


그림 3 1/4 차량 반응동 현가장치 모델

면 다음과 같이 외란이 존재하는 Bilinear Form으로 쓸 수 있다.⁽³⁰⁾

$$\dot{x} = Ax + Bf_s + Fw \quad (3)$$

$$\approx Ax + Dxu + Fw \quad (4)$$

여기서, 외란 $w(\dot{z}_r)$ 는 노면높이의 변화율이다.

그림 4는 현가시스템속도가 0.18 m/sec일 때, 반응동 댐퍼의 계단입력에 대한 응답특성을 나타내고 있다. 계단입력은 스테퍼 모터를 이용하여 가해졌고 댐퍼에 의해 발생된 힘은 로드 셀(load cell)로 측정되었다. 그림 4에 보였듯이, 현가시스템 속도가 일정할 때의 반응동력의 응답특성은 다음과 같이 1차 시스템으로 근사적으로 표시할 수 있다.

$$\frac{d}{dt} f_s = \frac{1}{T_{fs}} [b_1 v(t) - f_s] \quad (5)$$

여기서, 시간상수 T_{fs} 는 0.005초이다.

시간상수가 현가시스템의 고유 Mode frequency에 비해 충분히 작으므로, 반응동력 $f_s(t)$ 와 제어 입력 $v(t)$ 와의 관계는 주어진 현가시스템 속도에 대해 다음과 같이 근사적으로 표시할 수 있다.

$$f_s(t) \approx kv(t) \quad (6)$$

여기서, k 는 현가시스템 속도에 종속적인

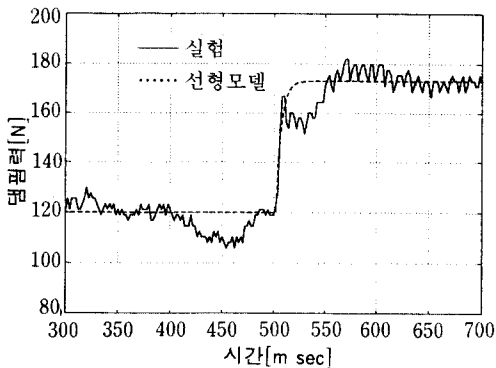


그림 4 반응동 댐퍼의 계단입력 응답특성과 선형 근사 모델(현가시스템 속도=0.18 m/sec)

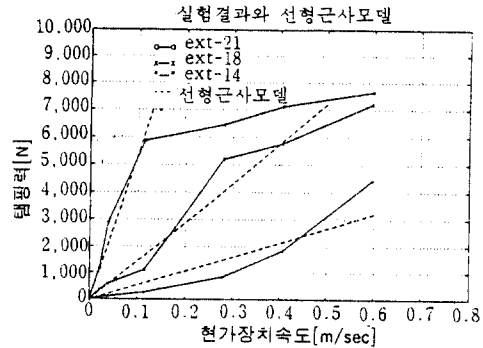


그림 5 반응동 댐퍼의 특성과 선형 근사모델

상수이다. 그러므로 반응동력 f_s 는 다음과 같이 제어 입력 $v(t)$ 와 현가시스템 속도 $(x_2 - x_4)$ 의 함수로 표시된다.

$$f_s(t) = f_s\{v(t), (x_2 - x_4)\} \quad (7)$$

제어입력이 다를 때, 즉, 댐핑 밸브 면적이 다르게 주어졌을 때의 댐핑력과 현가시스템 속도의 관계와 각각의 선형 근사 모델이 그림 5에 표시되었다.

3. 반응동 현가시스템의 제어

반응동 현가시스템이 제안된 이후, 많은 제어방법이 등장하였다.^(4-6,19,23,24,30) 이 절에서는 식 (4)와 같은 Bilinear 시스템 모델에 근거한 반응동 현가시스템의 제어법칙중 한 가지를 제시한다. “Clipped Optimal” 반응동 제어 법칙이라고도 불리는 반응동 현가시스템 제어기 설계방법은 다음과 같이 두 단계로 나눌 수 있다.

Step 1: 식 (3)과 같은 선형 시스템 모델로부터, $f_s = F_A$ 로 가정하고, 즉, 능동현가시스템을 설계하는 방법(LQR/LQG, Skyhook Damping, Pole Placement, Fuzzy Control, etc.)을 이용하여 F_A 를 제어하는 법칙을 설계한다.

Step 2: 다음과 같은 반응동 제어 방법을 실현한다.

$$f_s = -u(\dot{z}_s - \dot{z}_u) = \begin{cases} F_A, & P \geq 0 \\ 0, & - < 0 \end{cases}$$

$$P \equiv -F_A(\dot{z}_s - \dot{z}_u) \quad (8)$$

LQG Optimal Control 이론을 이용한 능동 현가시스템의 설계방법은 다음과 같이 요약된다. White Noise, w 가 외란으로 작용하는 능동 현가시스템의 선형 모델이 식 (9)와 같을 때, 성능지수(Performance Index)를 식 (10)과 같이 정의하면, $\dot{x}_2 = cx + du$ 의 형태로 표현되므로 J 는 다음과 같이 LQG법의 표준형으로 쓰여질 수 있다.

$$\dot{x} = Ax + Bu + Fw \quad (9)$$

$$J \equiv \lim_{T \rightarrow \infty} E \left\{ \frac{1}{T} \int_0^T [\rho_1(\dot{x}_2)^2 + \rho_2(x_1)^2 + \rho_3(x_3)^2 + \rho_4 u^2] dt \right\} \quad (10)$$

$$\rightarrow J = \lim_{T \rightarrow \infty} E \left\{ \frac{1}{T} \int_0^\infty [x^T Q x + Ru^2 + 2x^T N u] dt \right\} \quad (11)$$

위와 같은 성능 지수 J 를 최소화하는 제어법칙은 다음과 같은 상태변수 피드백(State Feedback) 형태로 표시되며, 이득(gain) g_i 는 가중치(weighting factor) ρ_i 의 함수이며, Riccati Equation으로부터 구해진다.⁽³⁵⁾

능동 제어법칙의 설계에서 가중치 ρ_i 는 제어목적(Ride/Handling 성능 향상 또는 Pavement Damage 감소)에 맞게 설정되어야 한다.^(4,30,31)

$$u = -g_1 x_1 - g_2 x_2 - g_3 x_3 - g_4 x_4 = F_A \quad (12)$$

$$g_i = g_i(\rho_1, \dots, \rho_4) \quad (13)$$

식 (12)와 같이 계산된 능동 제어법칙을 이용하여 식 (8)과 같은 반능동 제어법칙을 실현할 때, 일반적으로 댐핑 제어는 제한된 범위내에서 가능하므로, 즉, 식 (14)와 같으므로, 반능동 댐퍼에 의해 소산되는 기계적인 동력의 최대 및 최소값은 식 (15)와 같으며 반능동 제어법칙, 즉, 댐퍼 제어법칙은 식 (16)과 같이 실현할 수 있다.

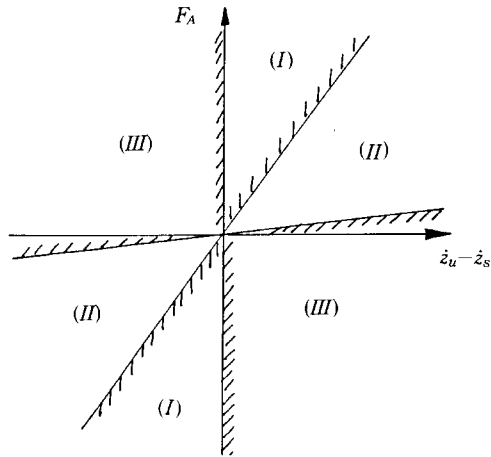


그림 6 반능동 현가시스템 제어 방법

$$u_{\min} < u(t) < u_{\max} \quad (14)$$

$$P_{\max} \equiv u_{\max}(\dot{z}_s - \dot{z}_u)^2$$

$$P_{\min} \equiv u_{\min}(\dot{z}_s - \dot{z}_u)^2 \quad (15)$$

$$v = \begin{cases} u_{\max}, & P \geq P_{\max} \quad (I) \\ \frac{F_A}{\dot{z}_u - \dot{z}_s}, & \leq P \leq P_{\max} \quad (II) \\ u_{\min}, & P \leq P_{\min} \quad (III) \end{cases} \quad (16)$$

식 (16)으로 표시된 반능동 제어법칙과 능동 힘(F_A), 현가시스템 속도 ($\dot{z}_u - \dot{z}_s$)의 관계가 그림 6에 표시되어 있다.

4. 반능동 현가시스템에 의한 성능향상

4.1 승용차용 반능동 현가시스템

그림 3에 보여진 1/4 차량 모델을 이용하여 컴퓨터 모의 실험을 수행한 결과가 그림 7과 그림 8에 나타나 있다. 여기서 사용된 차량계수는 참고문헌 (15)에서 사용된 값과 같으며 표 1에 정의되어 있다.

그림 7은 수동·능동·반능동 현가시스템의 차체 가속도 주파수 응답특성을 비교하여 보여주고 있다. 능동 및 반능동 시스템이 수동 현가시스템에 비해 1~3 Hz 범위(sprung mass mode)의 가속도를 크게 감소시킴을 알 수 있다. 반능동 현가시스템의 성능은 현

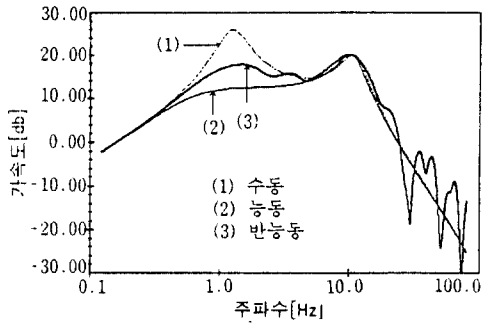


그림 7 차체 가속도 주파수 응답특성⁽⁴⁾

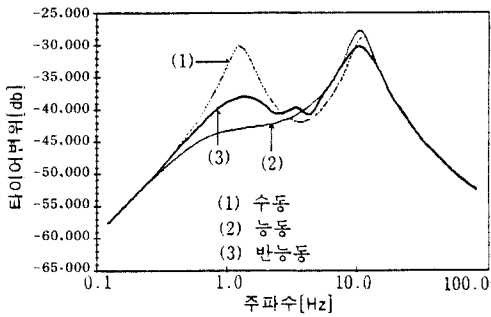


그림 8 타이어 힘의 주파수 응답특성⁽⁴⁾

표 1 1/4 차량의 차량 계수

이름	값	단위
등가 차체 질량	240.	Kg
등가 차축 질량	36.	Kg
스프링 강성계수	16000.	N/m
등가 댐핑계수	1000.	Nsec/m
타이어 강성계수	160000.	N/m

가장치 스프링 계수를 낮추거나 수동 댐퍼의 댐핑 계수를 낮출수록 향상되며 능동 시스템에 가까운 성능을 얻는 것이 가능하다.⁽⁴⁾

그림 8은 Tire Force 응답특성의 비교를 나타내고 있으며 차체 가속도와 비슷한 특성을 보여주고 있다.

4.2 대형 차량용 반응동 현가시스템

그림 9에 보여진 Leaf Spring/Short

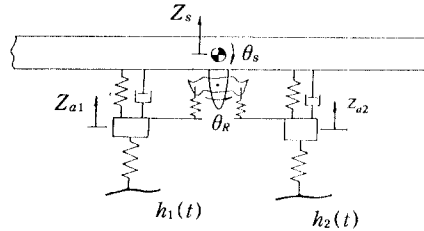


그림 9 Leaf Spring/Short Rocker Tandem 현가시스템

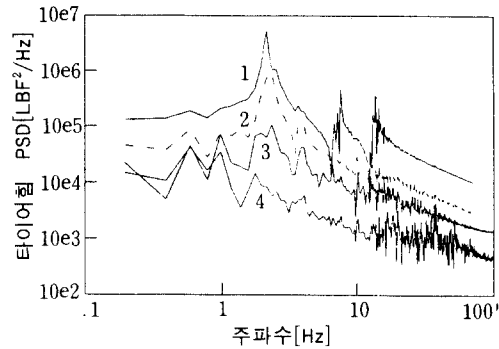


그림 10 Leaf Spring Tandem 현가장치의 Tire Force Power Spectral Density 비교 (1 : passive with small damping, 2 : passive with large damping, 3 : 반응동, 4 : 능동)

Rocker Tandem Suspension 모델을 이용하여 컴퓨터 모의실험을 수행한 결과가 그림 10과 그림 11에 나타나 있다. 여기서 사용된 구체적인 제어 모델 및 제어 방법은 참고문헌 (38)에 자세히 서술되어 있으며 차량계수는 표 2에 정의되어 있다.

그림 10은 대형 차량의 수동·능동·반능동 현가시스템과 수동 현가장치에 추가적으로 댐퍼를 달아서 댐핑을 증가시킨 경우의 Tire Force PSD(Power Spectral Density)를 비교하여 보여주고 있다. Tandem Axle Suspension의 경우, Body Mode(2~4 Hz), Short Rocker Mode(8~9 Hz), Axle Mode(10~20 Hz)의 세 가지 모드가 있으며, 고주파수 모드(Short Rocker Mode와 Axle

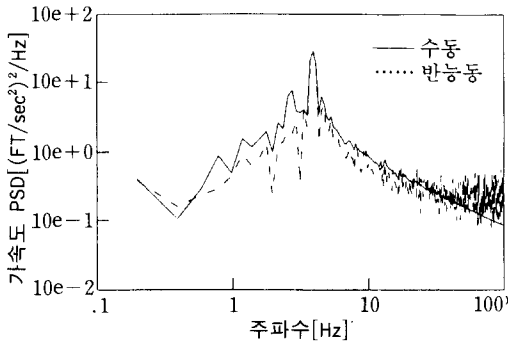


그림 11 차체 가속도 Power Spectral Density 비교

표 2 Leaf Spring/Short Rocker Tandem 현가 장치의 차량계수

이름	값	단위
등가 차체 질량	15100.	Kg
등가 자축 질량	656.5	Kg
Leaf Spring계수	1786.2	kN/m
등가 댐핑계수	14583.	N sec/m
타이어 강성계수	3586.4	kN/m
Short Rocker의 회전관성	6.78	Kg m ²

Mode)는 단순히 댐핑을 증가시키면 감소하지만 Body Mode는 능동 또는 반응동 현가 시스템을 적용하여 감소시킬 수 있음을 알 수 있다.

그림 11은 차체 가속도의 비교를 보여주고 있으며 저주파수 범위에서는 큰 차이가 없으며 30 Hz 이상의 고주파 영역의 가속도 성분이 증가함을 알 수 있다. 이러한 고주파 성분은 댐핑 Rate를 급격하게 변화시키는데 기인한다.

5. 맺음말

지난 십년간 능동 및 반응동 현가시스템을 포함하는 발전된 현가시스템 (advanced suspensions)에 관한 연구가 대단히 활발하게 진행되어 왔고, 다양한 연구 방법 (모드

해석, 근궤적과 Bode Plot을 이용하는 전통적인 기법, 컴퓨터 시뮬레이션, 최적화 및 최적제어, Neural Networks, Fuzzy Control, Sliding Mode 제어 등)을 통하여 현가 장치의 해석과 능동 및 반응동 현가시스템의 우수한 성능 향상 가능성이 보여졌다. 지금까지는 주로 단순화된 차량 모델 (단순화된 1 자유도 모델, 2 자유도 1/4 차량 모델, 2 자유도 1/2 차량 모델, 4 자유도 1/2 차량 모델, 3 자유도 3 차원 차량 모델, 7 자유도 3 차원 차량 모델 등)을 이용한 현가시스템의 제어기법과 성능향상에 관한 연구가 많이 이루어졌다. 그러나 기존의 현가장치에 비해 우수한 성능을 제공하는 현가시스템 (단순한 장치가 아닌 시스템)을 “실현”시키는 데는 해결해야 할 과제들(시스템의 상태변수 추정 문제, 액츄에이터 Band-width, 시스템의 신뢰 문제, Actuator Band-width, 시스템의 신뢰도 등)이 많이 있으며, 현가시스템의 제어력을 발생시키는 액츄에이터의 Bandwidth는 현가시스템의 성능, 가격과 직접적인 관계가 있다. “Ad-vanced” 현가시스템의 목적 또는 적용 관점에서는 주로 승차감 및 조향성능을 향상시키기 위한 승용차용 능동 및 반응동 현가시스템에 관한 연구가 많이 이루어졌으나, 능동 또는 반응동 현가시스템을 이용하여 대형차량의 주행 안정성을 향상시키고, 대형차량에 의해 주로 발생하는 도로의 파손을 줄이면서 차량의 수송능력을 향상시키는 연구가 최근에 유럽과 미국의 대형트럭 제조업체와 정부 주도로 활발하게 진행되고 있다. 그러므로 반응동 현가시스템에 의한 대형트럭의 동적 성능향상 가능성 및 연구 개발도 승용차용 능동 및 반응동 현가시스템과 함께 앞으로의 주연구과제이다.

이 글에서는 반응동 현가시스템의 Bilinear 모델이 제시되었으며 실험 자료를 통하여 Bilinear 모델의 타당성을 보였다. Bilinear 모델을 이용한 간단한 반응동 현가시스템의 제어 기법 하나가 소개되었다. 컴퓨터

모의 실험을 통하여 반능동 현가 시스템에 의한 차량의 성능 향상 가능성을 보였다.

실차에 적용될 수 있는 반능동 현가시스템을 개발하기 위해서는 가변 댐퍼의 제어 범위, 즉, 최소/최대 댐핑 계수와 반능동 현가시스템의 성능과의 관계, 스테퍼 모터와 같은 Actuator Dynamics의 필요 조건, 측정 기기의 선택 및 관측기를 이용한 제어, 댐핑 특성의 변화에 Robust한 반능동 제어기법의 개발 등이 필수적이라 할 수 있으며 이러한 것들이 현재 진행중인 연구주제이다.

참고문헌

- (1) Hedrick, J. K. and Wormley, D. N., 1975, "Active Suspensions for Ground Transport Vehicles - A State of the Art Review," Mechanics Transportation Suspension Systems, ASME Monograph, AMD-Vol. 15.
- (2) Sharp, R. S. and Crolla, R. S., 1987, "Road Vehicle Suspension System Design - A Review," Vehicle System Dynamics, 16, pp. 167~192.
- (3) Goodal, R. M. and Kortum, W., 1983, "Active Controls in Ground Transportation-A Review of the State-of-the-Art and Future Potential," Vehicle System Dynamics, Vol. 12.
- (4) Butsuen, T., 1989, "The Design of Semi-Active Suspensions for Automotive Vehicles," Ph.D. Thesis, Dept. of Mechanical Engineering, MIT.
- (5) Karnopp, D. C., Crosby, M. J. and Harwood, R. A., 1974, "Vibration Control Using Semi-Active Force Generators," ASME Journal of Engineering for Industry, Vol. 96, No. 2.
- (6) Tseng, H. E., Yi, K. and Hedrick, J. K., 1991, "A Comparison of Alternative Semi-Active Control Laws," ASME Winter Annual Meeting, Atlanta, Georgia, December 1-6, 1991.
- (7) Hedrick, J. K., Billington, G. F. and Dreesbach, D. A., 1974, "Analysis, Design, and Optimization of High Speed Vehicle Suspension Using State Variable Technique," ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Vol. 96, pp. 193~203.
- (8) Hedrick, J. K., 1981, "Rail Vehicle Active Suspensions," Vehicle System Dynamics, 10(1981), pp. 267~283.
- (9) Hrovat, D., 1982, "A Class of Active LQG Optimal Actuators," Automatica, 18, pp. 117~119.
- (10) Malek, K. M. and Hedrick, J. K., 1985, "Decoupled Active Suspension Design for Improved Automotive Ride Quality/Handling Performance," 9th IAVSD Symposium, Sweden.
- (11) Hrovat, D., 1988, "Fluence of Upsprum Weight on Vehicle Ride Quality," Journal of Sound and Vibration, Vol. 124, No. 3, pp. 497~516.
- (12) Engelman, G. H. and Rizzoni, G., 1993, "Including the Force Generation Process in-Active Suspension Control Formulation," Proceedings, 1993, ACC, San Francisco, U.S.A.
- (13) Ray, L. R., 1991, "Robust Linear Optimal Control Laws for Active Suspension System," De-Vol. 40, Advanced Automotive Technologies, ASME.
- (14) Yue, C., Butsuen, T. and Hedrick, J. K., 1988, "Alternative Control Laws for Automotive Active Suspensions," Proceedings, American Control Conference, Atlanta, GA, June 15~17, 1988.
- (15) Chalasani, R. M., 1986, "Ride Perfor-

- mance Potential of Active Suspension Systems - Part I," ASME Monograph, AMD-Vol. 80.
- (16) Chalasani, R. M., 1986, "Ride Performance Potential of Active Suspension Systems-Part II," ASME Monograph, AMD-Vol. 80.
- (17) Karnopp, D. C., 1982, "Active Damping in Road Vehicle Suspension Systems," Vehicle System Dynamics, Vol. 11.
- (18) Margolis, D., 1982, "Semi-Active Heave and Pitch Control for Ground Vehicles," Vehicle System Dynamics, 11, pp. 31~42.
- (19) Cheok, K., et al., 1985, "Optimal Model-Following Suspension with Microcomputerized Damping," IEEE Trans. on Industrial Electronics, Vol. IE-32(4), pp. 364~371.
- (20) Redfield, R. C., 1990, "Low-Bandwidth Semi-Active Damping for Suspension Control," Proceedings, American Control Conference, San Diego, CA, May 23~25, 1990.
- (21) Karnopp, D. C., 1990, "Design Principles for Vibration Control Systems Using Semi-Active Dampers," ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Vol. 112, No. 3, pp. 448~455.
- (22) Rajamani, R., 1991, "Semi-Active Suspensions-A Comparison between Theory and Experiment," M.S. Thesis, University of California at Berkeley, July 1991.
- (23) Kimbrough, S., 1986, "Bilinear Modeling and Regulator of Variable Component Suspensions," ASME WAM, AMD -Vol. 80.
- (24) Hrovat, D., Margolis, D. L. and Hubbard, M., 1988, "An Approach Toward the Optimal Semi-Active Suspension," ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Vol. 110, No. 3, pp. 288~296.
- (25) Lizell, M., 1990, "Dynamic Leveling for Ground Vehicles," Doctoral Thesis, Dept. of Machine Elements, Royal Institute of Technology, Sweden, May 1990.
- (26) Annon., 1991, "The Design of Semi-Active Suspensions for Automobiles," UCB VDL Report 91-1.
- (27) Sharp, R. S. and Hassan, S. A., 1986, "The Relative Performance Capabilities of Passive, Active, and Semi-Active Car Suspension Systems," Proc. Inst. Mech. Eng., Vol. 200, No. D3.
- (28) Yi, K. and Hedrick, J. K., 1989, "Active and Semi-Active Heavy Truck Suspensions to Reduce Pavement Damage," SAE Paper No. 892486.
- (29) Yi, K. and Hedrick, J. K., 1992, "The Use of Semi-Active Suspensions to Reduce Pavement Damage," ASTM Special Technical Publication 1164, Vehicle, Tire, Pavement Interface, pp. 1~13.
- (30) Yi, K., 1991, "Semi-Active Suspension Design for Vehicle Tire Force Control," Ph.D. Thesis, Dept. of Mechanical Engineering, University of California at Berkeley.
- (31) Yi, K. and Hedrick, J. K., 1993, "Dynamic Tire Force Control by Semi-Active Suspensions," To Appear, ASME Trans. on Dynamic Systems, Measurements and Control.
- (32) Kasprzak, J. L., 1991, "Research and Development Needs for Road Vehicle Suspension Systems," ASME DE-Vol. 40, Advanced Automotive Technologies, pp. 35~36.

- (33) Special Lecture Note on "Bilinear Systems and Optimal Control," by Dr. E. P. Hpf, U.C. Berkeley, 1987.
- (34) Mohler, R. R. and Hrovat, D., 1981, "About Bilinear Systems and This Issue," ASME J. of Dyn. Syst., Meas. and Contr. Vol. 102.
- (35) Bryson and Ho, 1969, "Applied Optimal Control," Blaisdell Pub.
- (36) Besinger, F. H., Cebon, D. and Cole, D. J., 1992, "An Experimental Investigation into the Use of Semi-Active Dampers on Heavy Lorries," Vehicle System Dynamics, —.
- (37) Anon., 1991, "The Design of Semi-Active Suspensions for Automobiles," UCB VDL Report 91-1.
- (38) Yi, K., et al., 1991, "The Advanced Heavy Truck Suspensions to Reduce Pavement Damage," UCB VDL Report 91-4. ■