

〈기술논문〉

# 승용차용 반능동 현가시스템의 제어 (1)

- 제어로직, 시뮬레이션 -

조영완\* · 이경수\*\*

(1997년 1월 23일 접수)

## Control of Semi-active Suspensions for Passenger Cars ( I )

- Control Laws and Simulations -

Y. W. Cho and K. Yi

**Key Words :** Semi-active Suspensions(반능동 현가시스템), Sprung Mass Velocity Feedback Control(차체속도 되먹임제어), Sky-hook Damping Control(Sky-hook 감쇠제어), State Feedback Control(상태변수 되먹임제어)

### Abstract

In this paper, the performance of a semi-active suspension system for a passenger car has been investigated. Alternative semi-active suspensions control laws has been compared via simulations. The control laws investigated in this study are : sprung mass velocity feedback control law, sky-hook damping control law, and state feedback control law. Simulation results show that a semi-active suspension has potential to improve ride quality of automobiles.

### 1. 서론

기존의 수동 현가시스템은 외부 동력을 사용하지 않고 스프링, 댐퍼와 같은 수동요소만을 사용하므로 그 성능향상이 제한될 수 밖에 없다.<sup>(1)</sup> 그러므로 기존의 수동 현가시스템의 성능한계를 극복하기 위한 능동/반능동 현가시스템에 대한 연구가 진행되고 있다.

능동 현가시스템은 외부 동력을 이용하여 차체에 가해지는 힘을 제어할 수 있으므로 외란의 영향을 줄이는 것이 가능하므로 차량의 승차감과 안정성을 향상시킬 수 있는 장점이 있다. 그러나 능동 현가시스템은 에너지소모량이 크며, 시스템이 복잡해지고 가격이 비싸다는 단점을 가지고 있다. 반능동

현가시스템은 이런 단점을 최소화하면서 능동 현가시스템과 유사한 성능을 낼 수 있도록 외부 동력장치를 사용하지 않고 가변댐퍼를 이용하는 시스템으로 제어기에 의해 현가시스템이 발생시켜야 할 힘을 계산하여 그 힘을 발생시키도록 감쇠특성을 제어하는 현가 시스템이다.

반능동 현가시스템의 제어법칙은 반능동 현가시스템 고유의 비선형성을 "Bilinear Model"로 표현하여, 능동 현가시스템의 최적제어입력을 가변댐퍼의 감쇠력으로 추적하는 "Clipped Optimal" 또는 "Model Following" 제어기법("indirect method"), 반능동 현가시스템 모델에서 직접 최적의 감쇠제어입력을 결정하는 제어기법("direct method") 등이 있다.<sup>(2)</sup> Direct Method로는 Bilinear Model로부터 성능지수를 최소화하도록 감쇠계수(damping rate)을 결정하는 "Steepest Gradient Method,"<sup>(2)</sup> Fuzzy Logic을 이용한 제어기법,<sup>(3)</sup> Neural Network

\*한양대학교 대학원 기계설계학과

\*\*회원, 한양대학교 기계공학부

을 이용한 제어기법<sup>(4)</sup> 등이 있으며, 수치해법(numerical method)을 이용하여 최적 감쇠계수를 계산한 후, 회귀방법(regression method)을 이용하여 Constant Gain State Feedback "Closed Form"으로 제어기법을 구한 연구도 있다.<sup>(5)</sup> 제어기법의 실현(implementation) 관점에서는 "Clipped Optimal" 제어기법과 같은 "Indirect Method"가 효과적이라고 알려져 있으며, 댐퍼의 비선형성을 고려하고, 또한 감쇠특성의 불확실성(uncertainty)이나 시변성(time varying)을 고려한 제어기법도 제안되었다.<sup>(6)</sup>

최근의 연구개발 동향을 살펴보면 일본의 Nissan 자동차는 1995년부터 기존의 적응식 현가시스템에서 한단계 발전된 "실시간 제어형 가변댐퍼(real time active damper)"를 사용하는 반능동 현가시스템을 장착한 승용차를 판매하기 시작하였고, TOYOTA 자동차는 PUDLIS(Pulse motor Driven Linearized Spool Valve)를 이용한 반능동 현가시스템의 제어시스템을 개발하여 이 시스템을 소형차량에도 장착할 예정으로 있으며, 독일의 BMW 자동차에서는 연속형 반능동 현가시스템인 EDCC(Electronic Damper Control system with Continuously working damping valves)를 실현시키기 위한 연구와 개발이 진행되고 있다.<sup>(7,8)</sup>

이 논문에서는 상용화된 가변댐퍼의 특성을 고려하면서, 시스템 실현이 가능한 반능동 현가시스템의 제어기법을 개발하고, 이 제어기법을 적용한 시뮬레이션을 통해서 반능동 현가시스템의 성능을 해석하였다. 이 연구에서 사용된 가변댐퍼는 인장(extension)과 압축(contraction)시에 감쇠특성을 독립적으로 제어할 수 있는 "Reverse Damper"이며, 제어법칙으로는 Reverse Damper의 작동특성을 이용하여, 차체속도(sprung mass velocity) 정보만을 이용하여 Sky-hook 감쇠제어법칙과 유사한 제어효과를 얻기 위한 차체속도 되먹임(sprung mass velocity feedback) 제어법칙과, 현재 실용화되고 있는 대부분의 반능동 현가시스템에 많이 사용되는 Sky-hook 감쇠제어법칙, 그리고 모든 상태변수(state)에 대한 정보를 이용하여 최적의 성능을 낼 수 있는 상태변수 되먹임(state feedback) 제어법칙을 비교하였다. 상태변수 되먹임제어법칙의 경우에는 모든 상태변수를 측정해야 하므로 많은 센서를 필요로 하지만, 이 문제는 관측기를 사용함으로써 해결할 수 있다.<sup>(9,10)</sup>

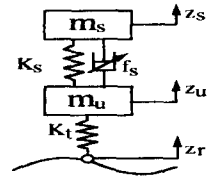


Fig. 1 Quarter car semi-active suspension model

## 2. 반능동 현가시스템의 운동방정식

Fig. 1은 반능동 현가시스템의 1/4 차량모델을 보여주고 있다.

1/4 차량모델에 대한 반능동 현가시스템의 운동방정식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} m_s \ddot{z}_s &= -k_s(z_s - z_u) + f_s \\ m_u \ddot{z}_u &= k_s(z_s - z_u) - k_t(z_u - z_r) - f_s \end{aligned} \quad (1)$$

여기서,

- $m_s$  : Sprung mass
- $k_s$  : Spring stiffness
- $m_u$  : Unsprung mass
- $k_t$  : Tire stiffness

여기서,  $f_s$ 는 반능동 댐퍼에서 발생하는 힘(semi-active force)을 나타낸다. 수동 현가시스템의 경우에는 감쇠력이 현가장치의 속도(suspension Velocity)만의 함수인 것에 비해 반능동 현가시스템의 경우에는 감쇠력을 제어할 수 있다.

상태변수를 다음과 같이 정의하면

$$\begin{aligned} x_1 &= z_s - z_u \\ x_2 &= z_s \\ x_3 &= z_u - z_r \\ x_4 &= z_u \end{aligned}$$

반능동 현가시스템에 대한 운동방정식은 다음과 같은 상태방정식으로 표시될 수 있다.

$$\dot{x} = Ax + Bf_s + F\dot{z}_r \quad (2)$$

여기서,

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

$$B = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{m_s} \\ 0 \\ -\frac{1}{m_u} \end{bmatrix}, \quad F = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -1 \\ 0 \end{bmatrix}$$

따라서 반능동 현가시스템은 외란이 노면높이의 시간변화율이고, 제어입력이 가변감쇠력  $f_s$ 인 시스템이다.

### 3. 제어로직

#### 3.1 Reverse Damper를 이용한 차체속도 되먹임 제어

차체속도 되먹임방법(sprung mass velocity feedback with reverse dampers)은 인장/압축시의 제어특성이 다른 "Reverse Damper"를 이용하여 차체속도신호만 되먹임하여 반능동 현가시스템의 제어효과를 얻는 제어기법이다. 이 제어로직은 가변댐퍼가 인장, 압축시 한쪽만 제어되고, 다른 한쪽은 Soft Damping으로 고정되도록 설계된 감쇠력 조절기구(damping modulation mechanism)의 작동 특성을 이용하는 방법이다. 차체속도 값만을 이용하여 제어하므로, 현가장차속도(suspension velocity) 신호를 필요로하지 않으며, Sky-hook 감쇠제어법칙과 유사한 제어효과를 얻을 수 있으며, 차체속도에 비례해서 가변댐퍼의 감쇠계수(damping rate)를 제어하는 방법이다. 제어알고리즘은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$u(t) = INT(k \dot{z}_s) \tag{3}$$

여기서,

$u(t)$  : 가변댐퍼의 단

$k$  : Gain

$INT(x)$  : Integer number of  $x$

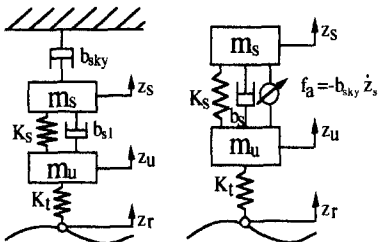


Fig. 2 Sky-hook damping control concept

$x$  : Real number

#### 3.2 Sky-hook 감쇠제어

Fig. 2는 2자유도 1/4 차량 모델에서 Sky-hook 감쇠제어법칙을 적용한 경우로 액츄에이터에서 발생하는 힘(active force)인  $f_a$ 는 다음과 같다.

$$f_a = -b_{sky} \cdot \dot{z}_s \tag{4}$$

여기서,  $b_{sky}$ 는 Sky-hook 감쇠계수를 나타낸다.

차체속도만을 이용해 액츄에이터가 발생시켜야 할 힘을 계산하므로 센서를 이용하여 차체가속도를 측정하여 신호처리 필터(Filter)를 이용해서 차체속도를 계산하면 되므로 현재 실용화되고 있는 대부분이 이 제어방법을 이용하고 있다.

#### 3.3 상태변수 되먹임제어

$f_s$ 에 아무런 구속조건이 없다면, 다음과 같은 성능지수(performance index)에 대하여 전형적인 LQ R/LQG 문제로부터 제어입력  $f_s$ 를 제어하는 방법을 구할 수 있다.

$$J = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} E \left[ \int_0^T (\dot{z}_s^2 + \rho_1 (z_s - z_u)^2 + \rho_2 \dot{z}_s^2 + \rho_3 (z_u - z_r)^2 + \rho_4 \dot{z}_u^2) dt \right]$$

이 때  $\rho_1 \sim \rho_4$ 는 상태변수에 대한 가중치이며, 아래의 Standard Quadratic Form으로 표시된다.

$$J = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} E \left[ \int_0^T (x^T Q x + 2x^T M f_s + a f_s^2) dt \right], \tag{5}$$

$$Q \geq 0, \quad Q - M r^{-1} M^T \geq 0, \quad r > 0$$

이 성능지수를 최소화하는 제어법칙은 외란( $\dot{z}_r$ )이 백색잡음(white noise)라는 가정 하에 다음과 같이 이득이 상수인 상태변수 되먹임(state feedback) 제어법칙으로 표시되며

$$f_{s,des} = -r^{-1} (B^T H + M^T) x = -G \cdot x \tag{6}$$

이때  $H$ 는 다음과 같은 Algebraic Riccati Equation으로부터 구해진다.

$$(A - B r^{-1} M^T)^T H + H (A - B r^{-1} M^T) + (Q - M r^{-1} M^T) - H B r^{-1} B^T H = 0$$

위의 방법으로 구해진 제어입력은 성능지수를 최소화하며, 가능한 한 가변댐퍼로 발생시켜야 하는 힘이지만 실제로는 구속조건(passivity constraint)이 만족되는 경우에만 가변댐퍼로 발생시킬 수 있는

힘이므로 desired  $f_s$ 라는 의미로  $f_{s,des}$ 로 표시하였다.

### 3.4 가변댐퍼 제어방법

반응동 댐퍼의 감쇠력은 댐퍼의 상대속도(suspension velocity,  $x_2-x_4$ )와 감쇠계수(damping rate,  $v$ )의 함수로 표시되므로 다음과 같이 쓸 수 있으며,

$$\begin{aligned} f_s &= f_s(x_2-x_4, v) \\ &= v \cdot (x_2-x_4) \end{aligned} \quad (7)$$

현실적으로는 감쇠계수의 제어범위는 한계가 있으므로 실제로 제어범위는 다음과 같이 표시된다.

$$\Omega = \{v | v_{\min} \leq v \leq v_{\max}\}$$

위와 같은 범위에서 감쇠계수를 제어하여 감쇠력,  $f_s$ ,를 원하는 감쇠력,  $f_{s,des}$ ,과 가능한 한 가깝게 하기 위한 효과적인 제어방법은 다음과 같다.

$$v(t) = \begin{cases} v_{\min} & \text{if } v^*(t) \leq v_{\min} \\ v^*(t) & \text{if } v_{\min} < v^* < v_{\max} \\ v_{\max} & \text{if } v_{\max} \leq v^*(t) \end{cases} \quad (8)$$

$$v^*(t) = \frac{f_{s,des}}{(x_2-x_4)}$$

본 연구에서 사용된 가변댐퍼는 인장, 압축시 한쪽만 제어되고, 다른 한쪽은 "Soft Damping"으로 고정되도록 설계된 Reverse Damper로 인장 및 압축시 각각 7개의 단을 설정하여 제어하였다. Fig. 3은 시뮬레이션에 사용된 가변댐퍼의 각 단별 감쇠 특성을 보여주고 있다.

각 단별로 댐핑계수의 범위를 설정하여  $v^*$ 와 그 값을 비교하여서 단을 결정하였다. 인장시의 단을 (+)로 압축시의 단을 (-)로 놓으면 가변댐퍼의 단 설정은 다음과 같다.

$$u(k+1) = \begin{cases} 0 & \text{if } v^* \leq v_{\min} \\ 1 & \text{if } v_{\min} < v^* < v_1 \\ \vdots & \\ 6 & \text{if } v_6 < v^* < v_{\max} \\ 7 & \text{if } v_{\max} \leq v^* \end{cases} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} u_{des}(k+1) &= \text{sgn}(\dot{z}_s) \cdot u(k+1) \\ u_{act}(k+1) &= u_{act}(k) + \text{sgn}(u_{des}(k+1) - u_{act}(k)) \end{aligned}$$

$u_{des}$  : Desired damper step

$u_{act}$  : Actual damper step

$\text{sgn}(\ )$  : Sign function

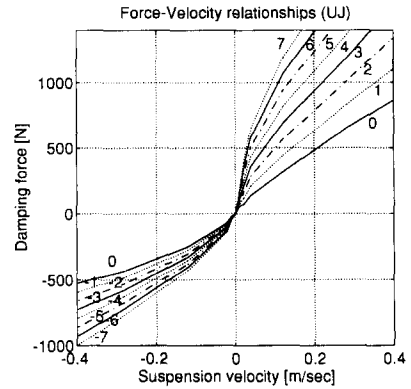


Fig. 3 Force velocity relationships of a multi state damper

## 4. 시뮬레이션 결과

1/4 차량모델에 대해서 3장에서 설명한 제어로직을 반응동 현가시스템에 적용하여 컴퓨터 시뮬레이션을 수행하였다. 노면조건은 정현파(sine wave), Impulse, 그리고 범프(Bump) 입력에 대해서 수행하였으며, 사용된 차량계수는 다음과 같다.

Sprung mass :  $m_s = 283.6$ [kg]

Unsprung mass :  $m_u = 58.5$ [kg]

Spring stiffness :  $k_s = 16,000$ [N/m]

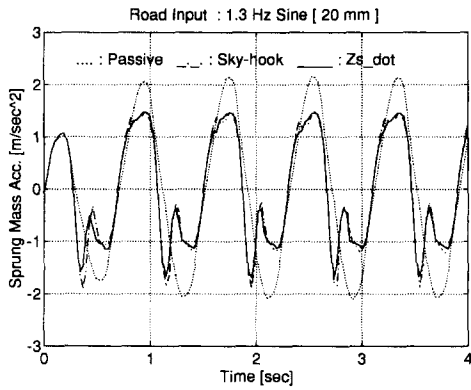
Tire stiffness :  $k_t = 280,000$ [N/m]

### 4.1 정현파 응답

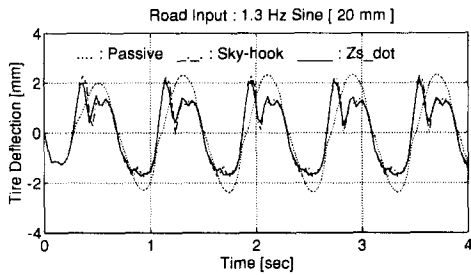
#### 4.1.1 차체속도 되먹임제어법칙과 Sky-hook 감쇠제어법칙의 비교

Fig. 4는 1.3 Hz에 대해서 반응동 현가시스템을 차체속도 되먹임( $\dot{z}_s$  feedback) 제어법칙으로 제어한 경우와 Sky-hook 감쇠제어법칙으로 제어한 경우를 수동 현가장치와 비교한 것이다. 차체 가속도의 경우에는 두 경우 모두 수동 현가장치보다 가속도 값이 감소되었으며, Sky-hook 감쇠제어법칙으로 제어한 경우가 차체속도 되먹임제어법칙으로 제어한 경우보다 조금 더 감소된 값을 나타내고 있다. 타이어변위(tire deflection)와 현가장치변위(suspension deflection)의 경우에도 두 경우 모두 수동 현가장치보다 감소된 값을 나타내고 있으며, 댐핑력-속도(force-velocity curve)의 경우에는 가변댐퍼특성의 변화를 잘 보여주고 있다.

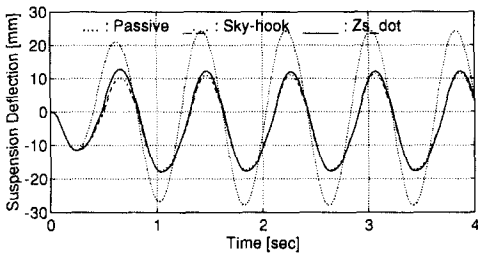
1.3 Hz 정현파 입력의 경우에는 시뮬레이션 결



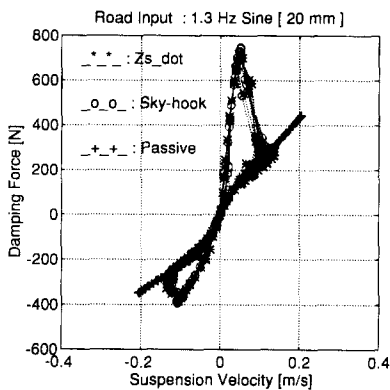
(a) The sprung mass acceleration



(b) The tire deflection



(c) The suspension deflection



(d) Force-velocity relationships

Fig. 4 Comparison of 1.3 Hz sinusoidal response

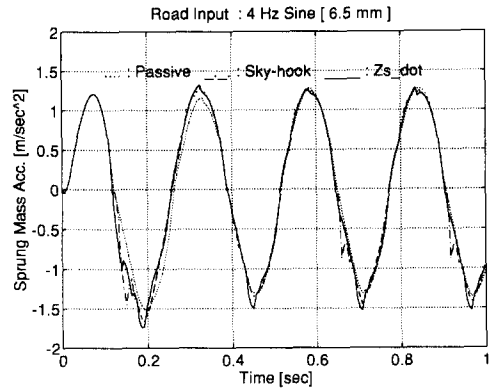


Fig. 5 Comparison of the sprung mass acceleration of 4 Hz sinusoidal response

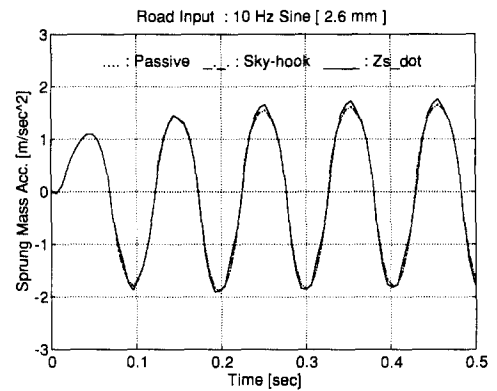


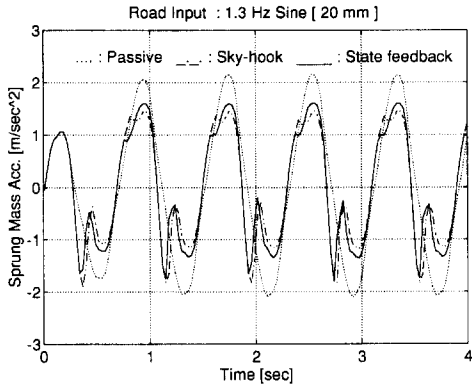
Fig. 6 Comparison of the sprung mass acceleration of 10 Hz sinusoidal response

과로부터 차체속도 되먹임제어법칙으로 제어한 경우가 Sky-hook 감쇠제어법칙으로 제어한 경우와 유사한 성능을 나타낸다는 것을 알 수 있다.

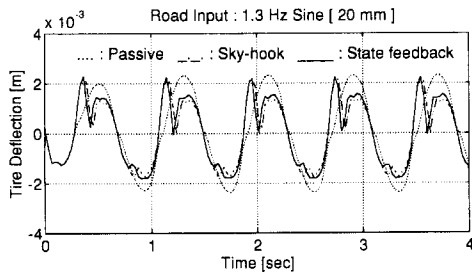
Fig.5와 Fig.6은 4 Hz와 10 Hz에 대해서 반능동 현가시스템을 차체속도 되먹임제어법칙으로 제어한 경우와 Sky-hook 감쇠제어법칙으로 제어한 경우를 수동 현가시스템과 비교한 것이다. 4 Hz와 10 Hz 두 경우 모두 거의 유사한 응답특성을 보이고 있다.

#### 4.1.2 상태변수 되먹임제어법칙과 Sky hook 감쇠제어법칙의 비교

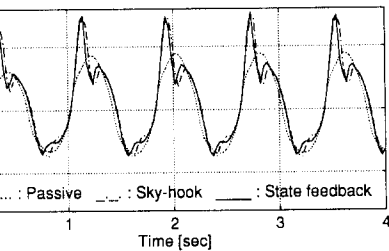
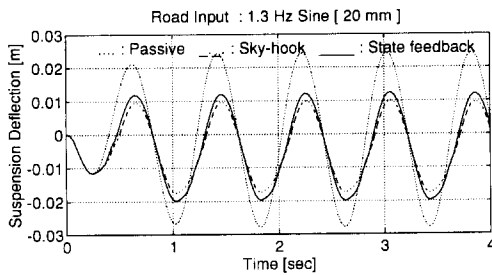
Fig.7은 1.3 Hz 정현파 노면입력에 대하여 반능동 현가시스템을 상태변수 되먹임제어법칙으로 제어한 경우와 Sky-hook 감쇠제어법칙으로 제어한 경우에 대하여 수동 현가시스템과 비교한 것이다. 차체가속도, 타이어변위 (tire deflection) 과 현가장치 변위 (suspension deflection) 의 경우에는 두 경우



(a) The sprung mass acceleration



(b) The tire deflection



(c) The suspension deflection

Fig. 7 Comparison of 1.3 Hz sinusoidal response

모두 수동 현가장치보다 크기가 감소하였다.

4.1.3 주파수응답

노면입력으로 정현파를 입력하였을 경우에 주파수응답(frequency response) 특성을 반능동 현가시

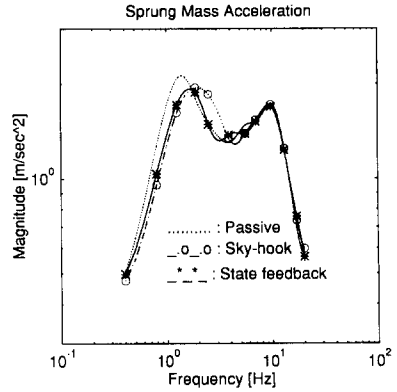


Fig. 8 Comparison of sprung mass acceleration frequency responses

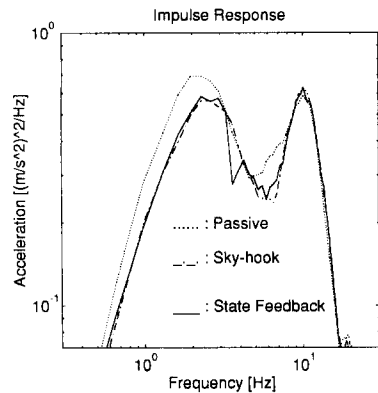


Fig. 9 Comparison of the sprung mass acceleration of impulse responses

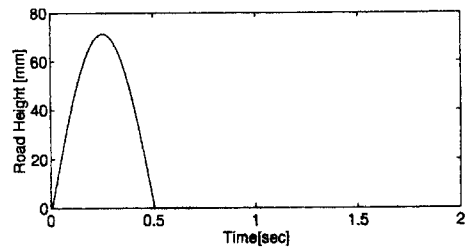
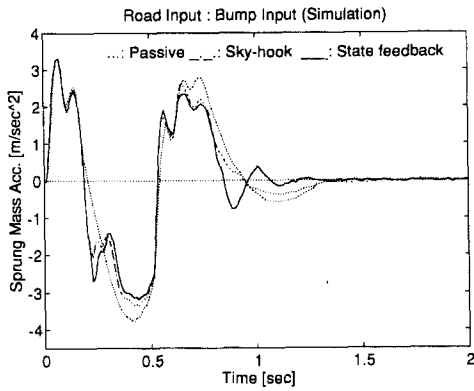


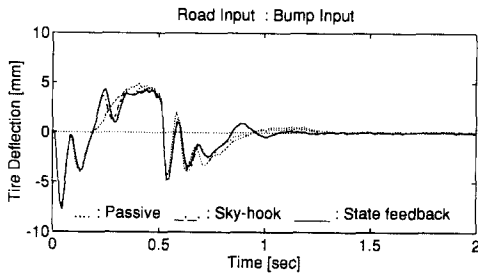
Fig. 10 Road height for bump input

스템을 Sky-hook 감쇠제어법칙으로 제어한 경우와 상태변수되먹임 제어법칙으로 제어한 경우에 대하여 수동 현가시스템과 서로 비교하였다.

Fig. 8의 차체가속도(sprung mass acceleration)은 상태변수 되먹임제어법칙으로 제어한 경우가 거의 모든 주파수영역에서 가장 좋은 성능을 보여주고 있다.



(a) The sprung mass acceleration



(b) The tire deflection

Fig. 11 Comparison of the bump response

4.2 임펄스 응답(impulse response)

노면입력으로 Impulse를 입력했을 때 반응동 현가시스템의 제어법칙으로 상태변수 되먹임제어법칙을 사용하여 제어한 경우와 Sky-hook 감쇠제어법칙을 사용하여 제어한 경우를 수동 현가시스템과 비교한 결과이다. Fig. 9에 보여진 차체가속도의 응답특성은 반응동 현가시스템의 경우가 모든 주파수영역에서 수동 현가시스템의 경우보다 작거나 비슷하다. 그리고 반응동 현가시스템의 경우에는 상태변수 되먹임제어법칙의 경우가 Sky-hook 감쇠제어법칙의 경우보다 좋은 성능을 나타내고 있다.

4.3 범프응답(bump response)

노면입력으로 Fig. 10과 같은 범프를 입력했을 때의 응답특성을 Sky-hook 감쇠제어법칙으로 제어한 경우와 상태변수 되먹임제어법칙으로 제어한 경우에 대하여 수동 현가시스템의 경우와 서로 비교하였다.

Fig. 11(a), (b)는 차체가속도와 타이어변위의 비교를 각각 보여주고 있다. 반응동 현가시스템의 경

우가 수동 현가시스템 보다 향상된 성능을 나타내고 있다.

5. 결 론

1/4 차량모델을 이용한 반응동 현가시스템의 제어로직을 비교, 제시하였다. 인장/압축시의 제어특성이 다른 “Reverse Damper”를 이용하여 차체속도신호만 되먹임하여 반응동 현가시스템의 제어효과를 얻는 제어기법(차체속도 되먹임제어)을 제시하였으며, 이 제어방법은 Sky-hook 감쇠제어기법과 유사한 성능을 제공함을 시뮬레이션을 통하여 보였다. 차체속도 되먹임제어방법은 현가장치속도(suspension velocity)를 필요로하지 않으므로 시스템 실현에 필요한 센서를 줄일 수 있는 장점이 있다. 제시한 제어로직을 적용하여 컴퓨터 시뮬레이션을 수행한 결과 반응동 현가시스템이 수동 현가시스템보다 우수한 성능을 제공하는 것이 가능함을 보였다. 시뮬레이션 결과를 통하여 제어법칙 중에서는 상태변수 되먹임제어법칙의 경우가 가장 우수한 성능을 제공함을 알 수 있다. 그러므로 성능관점에서는 상태변수 되먹임제어, 시스템 실현관점에서는 차체속도 되먹임제어기법을 추천할 수 있다.

참고문헌

- (1) 허승진, 1991, “승용차용 전자제어식 가변댐퍼의 개발 동향,” 대한기계학회지, 제31권, 제1호, pp. 26~33.
- (2) Tseng, H. E., Yi, K. and Hedrick, J. K., 1991, “A Comparison of Alternative Semi-active Control Laws,” ASME WAM, Atlanta Georgia.
- (3) Yeh, E. C., Lu, S. H. and Chen, C. C., 1994, “A Genetic Algorithm Based Fuzzy System for Semi-active System Design,” Proc. of the International Symposium on Advanced Vehicle Control, Tsukuba, Japan, pp. 189~194.
- (4) Moran, A., Hasegawa, T. and Nagai, M., 1994, “Continuously Controlled Semi active Suspension Using Neural Networks,” Proc. of the International Symposium on Advanced Vehicle Control, Tsukuba, Japan, pp. 305~310.
- (5) 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.
- (6) 이경수, 서명원, 오태일, 1994, "A Robust Semi-active Suspension Control Law," 한국자동차공학회 논문집 No. 943776.
- (7) Konik, D. Bauer, W. and Huber, K. J., 1996, "Electronic Damping Control with Continuously Working Damping Valves(EDCC)-System Description and Functional Improvements," Proceedings of the International Symposium on Advanced Vehicle Control AVEC'96, Aachen University of Technology, pp. 87~104.
- (8) Nakayama, T., Morita, M. and Kamimae, H., 1996, "Development of Semi-active Control System with PUDLIS," Proceedings of the International Symposium on Advanced Vehicle Control AVEC'96, Aachen University of Technology, pp. 233~239.
- (9) Yi, K. and Hedrick J. K., 1993, "Dynamic Tire Force Control by Semi active Suspension" *ASME Trans, on Dynamic systems, Measurements and Control*, Vol, 115, No. 3.
- (10) Yi, K., Seo, J. Y. and Choi, K. R., 1996, "An Investigation Into the Control and Performance of Vehicle Semi-active Suspension," Proceedings of the International Symposium on Advanced Vehicle Control, AVEC'96, Aachen University of Technology, pp. 47~61.