

# 최적 가변구조제어기를 갖는 차량 능동 현가시스템의 성능특성에 관한 연구

김주용, 장효환  
고려대학교 기계공학과

## Performance Characteristics of a Vehicle Active Suspension System with an Optimal Variable Structure Controller

Ju Yong Kim, Hyo Whan Chang  
Department of Mechanical Engineering, Korea University

### Abstract

The performances of a vehicle active suspension system with an optimal variable structure controller are compared to those of passive suspension system and active suspension systems with sky-hook and optimal controllers. The quarter car model has a 2 DOF which accounts for vertical motions of a sprung and a unsprung masses. The transient responses are analyzed when a vehicle passing through a bump with a constant speed and the frequency responses are analyzed for white noise input at wheel. Particular, RMS responses are also analyzed. It is shown that the optimal variable structure controller gives better performance of the vehicle active suspension system than an optimal and a sky-hook controllers

### 1. 서론

차량의 현가시스템은 스프링하 질량 위에서 스프링상 질량을 지지하고 있는 장치체로서 정의될 수 있으며<sup>[1]</sup>, 승차감(ride quality)과 조향성(handling)의 두가지 기능을 수행한다. 그러나 이러한 두가지 기능은 서로 상충되는 설계사양으로 기존의 피동 현가시스템으로는 성능향상에 제한을 받게된다. 따라서 외부 에너지원으로부터 에너지를 항상 공급받아 보다 개선된 성능을 발휘할 수 있게한 것이 능동 현가시스템이다. 이러한 능동 현가시스템을 구현하는 제어기는 상용화된 스카이훅 제어기를 비롯하여 최적 제어기등이 연구되고있다.<sup>[2,3]</sup> 그러나 이러한 제어기중 일부는 능동 현가시스템이 갖는 비선형성, 모델링 오차, 시스템 파라미터의 변화 및 외란등에 영향을 많이 받으며, 이러한 영향을 줄여줄 수 있는 강인한(robust) 제어기가 필요하게 된다. 따라서 본 연구에서는 이러한 욕구를 충족시켜줄 수 있는 최적 가변구조제어(optimal variable structure control)이론<sup>[4]</sup>을 사용하여 2 자유도의 1/4 차량모델에 대하여 그 성능을 해석하고 기존의 피동 현가시스템, 스카이훅 제어기 및 최적 제어기를 사용한 능동 현가시스템의 성능과 비교하였다.

### 2. 시스템 모델링

Fig.1은 능동 현가시스템의 1/4 차량에 대한 4상태모델(4-state model)을 나타낸 그림으로 다음과 같이 상태변수(state variable)를 정의한다.

$$\begin{aligned} x_1 &= z_s - z_u \\ x_2 &= \dot{z}_s \\ x_3 &= z_u - z_r \\ x_4 &= \dot{z}_u \end{aligned} \quad (1)$$

운동방정식은 다음과 같은 상태방정식으로 된다.

$$\dot{X} = AX + B_1 f_a + B_2 f + B_3 \dot{z}_r \quad (2)$$

여기서,

$$X = [x_1 \quad x_2 \quad x_3 \quad x_4]^T$$

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{k_s}{m_s} & -\frac{c_s}{m_s} & 0 & \frac{c_s}{m_u} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{k_s}{m_u} & \frac{c_s}{m_u} & -\frac{k_t}{m_u} & -\frac{c_s}{m_u} \end{bmatrix} \quad (3)$$

$$B_1 = \begin{bmatrix} 0 & \frac{1}{m_s} & 0 & -\frac{1}{m_u} \end{bmatrix}^T$$

$$B_2 = \begin{bmatrix} 0 & -\frac{1}{m_u} & 0 & 0 \end{bmatrix}^T$$

$$B_3 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & -1 & 0 \end{bmatrix}^T$$

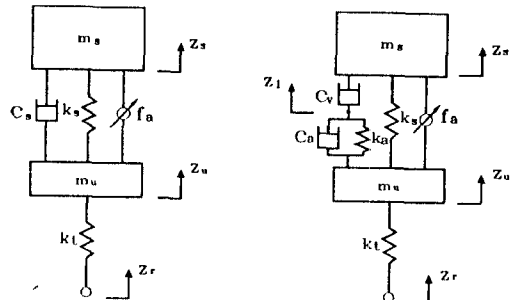


Fig.1 4-state linear model Fig.2 5-state linear model  
실제 감쇠계수 값은 주파수에 따라 그 크기와 위상이 변하게 되며 이러한 특성을 주파수 감응감쇠(frequency dependant damping)특성이라 한다. Fig.2는 이러한 주파수 감응감쇠 특

성을 고려한 5 상태모델(5-state model)로서 감쇠계수  $C_s$ 를 압력제어밸브와 피스톤 감쇠밸브의 감쇠계수를 나타내는  $C_v$ 와 몸체 감쇠밸브의 감쇠계수를 나타내는  $C_a$  및 서브 어큐플레이터의 동가 스프링 상수값을 나타내는  $k_a$ 의 세가지로 구분하였다. 상태변수를 다음과 같이 새로 정의한다.

$$\begin{aligned} x_1 &= z_s - z_u \\ x_2 &= z_s \\ x_3 &= z_u - z_r \\ x_4 &= z_u \\ x_5 &= z_s - z_1 \end{aligned} \quad (4)$$

따라서, 상태방정식은 다음과 같다.

$$\dot{X} = AX + B_1 f_s + B_2 f + B_3 \dot{z}_r \quad (5)$$

여기서,

$$X = [x_1 \ x_2 \ x_3 \ x_4 \ x_5]^T \quad (6)$$

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & -1 & 0 \\ -\frac{k_s(c_v+c_a)-k_s c_v}{m_s(c_v+c_a)} & \frac{-c_v c_a}{m_s(c_v+c_a)} & 0 & \frac{c_v c_a}{m_s(c_v+c_a)} & \frac{c_v k_s}{m_s(c_v+c_a)} \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ \frac{k_s(c_v+c_a)+k_a c_r}{m_s(c_v+c_a)} & \frac{c_v c_a}{m_s(c_v+c_a)} & -\frac{k_s}{m_s} & \frac{-c_v c_a}{m_s(c_v+c_a)} & \frac{-c_v k_s}{m_s(c_v+c_a)} \\ \frac{k_s}{c_v+c_a} & \frac{c_a}{c_v+c_a} & 0 & \frac{-C_a}{c_v+c_a} & \frac{k_a}{c_v+c_a} \end{bmatrix}$$

$$B_1 = \begin{bmatrix} 0 & -\frac{1}{m_s} & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}^T$$

$$B_2 = \begin{bmatrix} 0 & \frac{1}{m_s} & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}^T$$

$$B_3 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & -1 & 0 & 0 \end{bmatrix}^T$$

감쇠계수는 정리하면 다음식과 같다.

$$\frac{F}{z_s - z_u} = H(\omega) = c_v \frac{j c_a \omega + k_a}{(c_a + c_v)j\omega + k_a} \quad (7)$$

윗식에서 알 수 있듯이  $C_s$ 는 주파수에 따라 변하는 특성을 갖으며 저주파수에서는 스프링상 질량의 진동을 억제하기 위하여 큰 감쇠력을 확보하고, 고주파수 영역에서는 스프링하 질량의 진동을 부드럽게 흡수하기 위해 적당한 감쇠력을 확보하게 된다. 한편, Fig.3은 능동 현가시스템의 비선형 모델을 나타낸 그림으로 수학적 관계식은 다음과 같다.

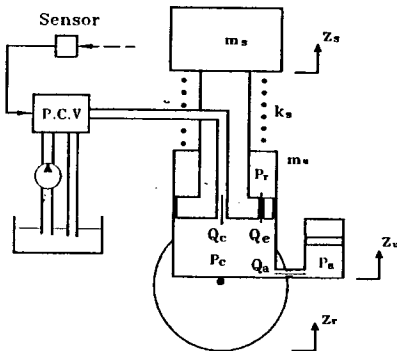


Fig. 3 Nonlinear model

압력제어밸브

가) 유량 방정식

- 공급 오리피스 (supply orifice)

$$Q_1 = C_d A_1 \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_s - P_{iL})} \quad (8)$$

- 포켓 포트 (poppet port)

$$Q_2 = C_d A_2 \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{iL} - P_e)} \quad (9)$$

- 피드백 오리피스 (feedback orifice)

$$Q_3 = c_d A_3 \varepsilon \sqrt{\frac{2}{\rho} \varepsilon (P_c - P_{i2})}, \quad \varepsilon = \text{sgn}(P_c - P_{i2}) \quad (10)$$

- 공급 포트 (supply port)

$$Q_4 = C_d A_4 \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_s - P_c)} \quad (11)$$

- 파이롯 챔버 오리피스 (pilot chamber orifice)

$$Q_5 = C_d A_5 \varepsilon \sqrt{\frac{2}{\rho} \varepsilon (P_{iL} - P_{iR})}, \quad \varepsilon = \text{sgn}(P_{iL} - P_{iR}) \quad (12)$$

- 리턴 포트 (return port)

$$Q_6 = C_d A_6 \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_c - P_e)} \quad (13)$$

나) 연속 방정식

- 왼쪽 파이롯 챔버 (left pilot chamber)

$$Q_1 = Q_2 + Q_5 + \frac{V_{iL}}{\beta} \frac{dP_{iL}}{dt} \quad (14)$$

- 오른쪽 파이롯 챔버 (right pilot chamber)

$$Q_5 = A_{iL} \frac{dV}{dt} + \frac{V_{iR}}{\beta} \frac{dP_{iR}}{dt} \quad (15)$$

- 피드백 챔버 (feedback chamber)

$$Q_3 = -A_{iL} \frac{dV}{dt} + \frac{V_2}{\beta} \frac{dP_{i2}}{dt} \quad (16)$$

- 출력 포트 (output port)

$$\begin{aligned} Q_c &= Q_4 - Q_3 & (y \geq 0) \\ Q_c &= -Q_6 - Q_3 & (y < 0) \end{aligned} \quad (17)$$

다) 스프링 운동방정식

$$m_{sp} \ddot{y} + 2k_{sp} y = (P_{iR} - P_{i2}) A_{iL} \quad (18)$$

액튜에이터

가) 유량 방정식

- 피스톤 감쇠밸브 오리피스

$$Q_c = C_d A_e \varepsilon \sqrt{\frac{2}{\rho} \varepsilon (P_c - P_r)}, \quad \varepsilon = \text{sgn}(P_c - P_r) \quad (19)$$

- 몸체 감쇠밸브 오리피스

$$Q_a = C_d A_s \varepsilon \sqrt{\frac{2}{\rho} \varepsilon (P_c - P_s)}, \quad \varepsilon = \text{sgn}(P_c - P_s) \quad (20)$$

나) 연속 방정식

- 액튜에이터 챔버

$$Q_c - Q_a - Q_e = A_c \left( \frac{dz_s}{dt} - \frac{dz_u}{dt} \right) + \frac{V_c}{\beta} \frac{dP_c}{dt} \quad (21)$$

- 서브 어큐플레이터

$$Q_e = -A_r \left( \frac{dz_s}{dt} - \frac{dz_u}{dt} \right) + \frac{V_r}{\beta} \frac{dP_r}{dt} \quad (22)$$

### 3. 제어이론

#### 3.1 스위칭 평면의 선정

다음과 같이 n차 선형시스템을 고려한다.

$$\dot{x}(t) = Ax(t) + Bu(t) \quad (23)$$

여기서,  $x \in R^n$ 의 상태벡터,  $u \in R^m$ 의 제어벡터를 각각 나타내며 스위칭 평면은 다음식으로 된다.

$$c^T x(t) = 0 \quad \forall t \geq t_s \quad (24)$$

따라서, 동가제어입력  $u_{\alpha}$  및 슬라이딩 운동은 다음과 같다.

$$u_{eq} = -(cB)^{-1}cAx \quad (25)$$

$$\dot{x}(t) = A_{eq} x(t) = [I_n - B(cB)^{-1}c]Ax(t) \quad (26)$$

한편, 식(23)을 정규화된형태(canonical form)로 바꾸기 위하여 다음과 같은 수직변환행렬 T를 도입한다.

$$y = Tx \quad (27)$$

따라서, 식(27),(24)는 각각 다음과 같이 된다.

$$\begin{aligned} \dot{y}_1(t) &= A_{11}y_1(t) + A_{12}y_2(t) \\ \dot{y}_2(t) &= A_{21}y_1(t) + A_{22}y_2(t) + B_2u(t) \\ c_1y_1(t) + c_2y_2(t) &= 0 \end{aligned} \quad (28)$$

식(28)로부터 다음식이 유도된다.

$$\dot{y}_1(t) = (A_{11} - A_{12}c_2^{-1}c_1)y_1(t) \quad (29)$$

여기서, 스위칭 평면의 선정은 최적제어이론을 이용하였다. 즉, 다음식과 같은 가격함수(cost function)를 먼저 정의한다.

$$J(u) = \frac{1}{2} \int_{t_0}^{\infty} x^T(t)Qx(t)dt \quad (30)$$

여기서, Q>0 대칭행렬로 변환행렬 T에 의해 다음과 같이 부분화(partitioning) 할 수 있다.

$$TQT^{-1} = \begin{bmatrix} Q_{11} & Q_{12} \\ Q_{21} & Q_{22} \end{bmatrix} \quad (31)$$

다음과 같은 변수를 정의한다.

$$Q^* = Q_{11} - Q_{12}Q_{22}^{-1}Q_{21} \quad (32a)$$

$$A^* = A_{11} - A_{12}Q_{22}^{-1}Q_{21} \quad (32b)$$

$$v(t) = y_2(t) + Q_{22}^{-1}Q_{21}y_1(t) \quad (32c)$$

따라서, 식(30)은 다음식과 같이 변형된다.

$$J(v) = \frac{1}{2} \int_{t_0}^{\infty} \{y_1^T(t)Q^*y_1(t) + v^T(t)Q_{22}v(t)\}dt \quad (33)$$

또한, 시스템의 운동방정식은

$$\dot{y}_1(t) = A^*y_1(t) + A_{12}v(t) \quad (34)$$

가 되어 전형적인 최적 정규화문제(standard quadratic optimal regulator problem)로 대처될 수 있다. 따라서 식(33)으로 주어지는 가격함수를 최소화시키는 제어입력 v(t)는 식(35)와 같이 리카치 방정식(Riccati equation)을 만족하는 행렬 P에 의해 식(36)과 같이되며 이식을 이용하면 식(32c)는 식(37)와 같이된다.

$$PA^* + A^{*T}P - PA_{12}Q_{22}^{-1}A_{12}^TP + Q^* = 0 \quad (35)$$

$$v(t) = -Q_{22}^{-1}A_{12}^TPy(t) \quad (36)$$

$$y_2(t) = -Q_{22}^{-1}[Q_{21} + A_{12}^TP]y_1(t) \quad (37)$$

### 3.2. 제어함수의 결정

스위칭평면 즉 c가 결정되면 가변구조 제어가 설계의 두번째 단계인 제어입력을 결정하여야 한다. 일반적으로 가변구조 제어 u에는 선형 제어부분 u<sup>L</sup>과 비선형 제어부분인 u<sup>N</sup>으로 구성되어 있다.

$$u(x) = u^L(x) + u^N(x)$$

$$= Lx + \frac{cx}{\|cx\| + \delta} \quad (38)$$

여기서, 비선형 제어부분인 u<sup>N</sup>은 상수 이득을 갖는 단위벡터 비선형방법을 채택함과 동시에 떨림을 극복하기위한 방법으로 불연속 제어입력을 연속 제어입력으로 변환하는 완화제어(smoothing control)방법을 사용하였다. 윗식과 같이 나타나는 제어입력을 적용하기 위하여 상태변수 z로 변환시키는 2차 변환 행렬 T<sub>2</sub> : R<sup>n</sup> → R<sup>m</sup> 를 취한다.

$$z = T_2 y \quad (39)$$

또한, 윗식은 다음과같이 나누어 쓸수 있으며 최종적으로 변환된 상태방정식은 다음식과 같이 된다.

$$\dot{z}_1 = \Sigma z_1 + A_{12}z_2 \quad (40)$$

$$\dot{z}_2 = \theta z_1 + \phi z_2 + B_2u \quad (41)$$

여기서,

$$\Sigma = A_{11} - A_{12}F \quad (42)$$

$$\theta = F\Sigma - A_{22}F + A_{21}$$

$$\phi = FA_{12} + A_{22}$$

슬라이딩 모드를 얻기 위해서는 z<sub>2</sub>와  $\dot{z}_2$  모두 0으로 수렴하여야 한다.

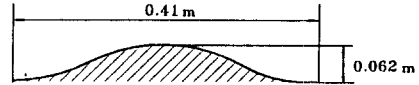


Fig. 4 Bump road profile

## 4. 결과 및 고찰

### 4.1 과도 응답특성

Fig.5는 1/4차량이 Fig.4에서 보여준 범프노면을 3km/h의 일정한 속력으로 통과할 때 피동 현가시스템의 과도 응답특성을 비선형 모델과 선형 모델에 대하여 각각 비교한 그림이다. 특히, 선형 모델의 경우에는 주파수 감응감쇠특성을 고려한 5상태 모델과 이를 고려하지 않은 4상태 모델로 나누어 그 특성을 살펴 보았다. 스프링상 질량의 수직가속도는 그림에서 알 수 있듯이 4상태 모델이나 5상태 모델이 크기나 경향면에서 거의 유사하게 나타나고 있으며, 비선형 모델과도 유사한 경향을 나타내고 있다. Fig.6은 가변구조 제어를 갖는 능동 현가시스템 및 피동 현가시스템에 대하여 범프노면을 통과하였을때의 과도응답 특성을 4상태 선형모델에 대하여 나타낸 그림이다. 이때 능동 현가시스템은 크게 3가지로 구분하였다. 첫째는 압력제어밸브의 동특성을 무시한 이상적인 경우, 둘째는 압력제어밸브의 동특성을 고려한 실제의 경우, 셋째는 압력제어밸브의 동특성을 없애기 위하여 보상기를 사용한 경우이다. 그림에서 알 수 있듯이 압력제어밸브의 동특성을 무시한 이상적인 경우와 이를 고려하여 보상기를 사용한 경우가 거의 유사하게 응답특성을 나타냄으로서 보상기 사용이 효과

적임을 확인할 수 있었다. 또한 압력제어밸브의 동특성을 보상하기 위한 보상을 사용하지 않는 실제의 경우는 이상적인 경우의 응답특성과 비교하여 성능이 저하되고 있었다. Fig.7은 4상대 선형 모델에 대하여 범프로면을 일정한 속력으로 통과하였을 때 능동 현가시스템과 피동 현가시스템의 과도 응답특성을 나타낸 그림이다. 이때 능동 현가시스템을 제어하는 제어기는 가변구조 제어기, 최적 제어기, 스카이훅 제어기에 대하여 각각 시뮬레이션하였다. Fig.7(a)는 스프링상 질량에 대한 수직가속도를 나타낸 그림으로 그림에서 알 수 있듯이 가변구조 제어기를 갖는 능동 현가시스템이 제일 우수한 응답특성을 나타내고 있으며 최적 제어기를 갖는 능동 현가시스템, 스카이훅 제어기를 갖는 능동 현가시스템, 피동 현가시스템의 순으로 성능이 좋게 나타나고 있다. Fig.7(b)는 타이어 변형을 나타낸 그림으로 스프링상 질량의 수직 가속도의 경우와 유사한 경향을 나타내고 있다. Fig.8은 범프로면을 통과할 때 4상대 선형 모델에 대해 설계한 가변구조 제어기를 갖고 비선형 모델에다 적용하였을 때 나타나는 과도 응답특성을 시뮬레이션한 그림이다. 그림에서 알 수 있듯이 비선형 모델에 대하여서도 가변구조 제어기를 갖는 능동 현가시스템이 피동 현가시스템보다 훨씬 우수한 성능을 발휘하고 있다. 반면, 선형 및 비선형 모델에 대한 가변구조 제어기를 갖는 능동 현가시스템은 최소값이 차이가 있을 뿐 거의 유사한 성능을 보이고 있다.

#### 4.2 주파수 응답특성

Fig.9는 4상대 선형모델에 대하여 가변구조 제어기, 최적 제어기, 스카이훅 제어기를 갖는 능동 현가시스템 및 피동 현가시스템에 대하여 주파수 응답특성을 나타낸 그림이다. Fig.9(a)는 스프링상 질량의 수직 가속도를 나타낸 그림으로 그림에서 알 수 있듯이 능동 현가시스템이 피동 현가시스템보다 스프링상 질량의 고유진동수인 1Hz 부근에서 크게 성능이 향상됨을 알 수 있었다. 또한, 같은 능동 현가시스템에서도 가변구조 제어기를 갖는 능동 현가시스템이 가장 우수한 주파수 응답특성을 나타내며 최적제어기, 스카이훅 제어기를 갖는 능동 현가시스템의 순서로 성능이 우수함을 나타내고 있다. Fig.9(b)는 서스펜션 변위에 대한 주파수 응답특성으로 1Hz 부근에서는 스프링상 질량의 수직가속도의 경우와 유사하나 저주파수 부근에서는 능동 현가시스템이 피동 현가시스템보다 오히려 나쁜 주파수 응답특성을 나타내고 있음을 보여주고 있다. 이러한 현상은 스프링상 질량과 스프링하 질량의 감쇠수준 차이에서 발생하는 것으로<sup>12)</sup> 능동 현가시스템이 극복하여야 할 문제이다. Fig.9(c)는 타이어 변형에 대한 주파수 응답특성을 나타낸 그림으로 1Hz 부근에서 능동 현가시스템이 피동 현가시스템보다 우수한 성능을 나타내고 있으며, 같은 능동 현가시스템 중에서도 가변구조 제어기, 최적 제어기, 및 스

카이훅 제어기를 갖는 능동 현가시스템 순으로 우수한 주파수 응답특성을 나타내고 있다.

#### 4.3 RMS 응답특성

다음은 주파수 응답특성 가운데 특히 평균제곱응답 특성을 스프링 상수  $k_s$ 와 감쇠계수  $C_s$ 를 변화시키면서 살펴보았다. Fig.10, 11은 피동 현가시스템 및 최적 가변구조 제어기를 갖는 능동 현가시스템에 대하여 스프링 상수  $k_s$ 가 10000-30000 N/m의 범위에서 1000N/m씩 증가하고, 감쇠계수  $C_s$ 가 1000-3000Ns/m의 범위에서 100Ns/m씩 증가할 때의 스프링상 질량의 RMS 수직가속도 및 RMS 서스펜션 변위를 각각 나타낸 그림이다. 그림에서 알 수 있듯이 능동 현가시스템의 경우는 감쇠계수와 스프링 상수가 증가할수록 스프링상 질량의 RMS 수직 가속도는 증가하나 RMS 서스펜션 변위는 감소하고 있으며 피동 현가시스템의 경우도 비슷한 경향을 나타내나 다만 RMS 서스펜션 변위는 스프링 상수에 거의 영향을 받지 않고 있다. 한편, 최적 가변구조 제어기를 갖는 능동 현가시스템은 피동 현가시스템보다 전반적으로 스프링상 질량의 RMS 수직가속도와 RMS 서스펜션 변위가 낮은 값을 나타내어 우수한 성능을 보이고 있다.

### 5. 결론

1) 차량의 유압식 능동 현가시스템을 구성하는 핵심요소인 압력제어밸브는 비례 솔레노이드 방식으로 서보 밸브보다는 응답특성이 나쁘지만 저가인 장점을 갖고 있다. 따라서 비례 솔레노이드 방식의 압력제어밸브를 채택하고 여기에 응답성을 향상 시킬수 있는 보상을 설치함에 따라 성능이 훨씬 향상된 능동 현가시스템을 구현할 수 있었다.

2) 특정노면 형상을 통과할 때 나타나는 과도응답특성을 조사한 결과 능동 현가시스템이 피동 현가시스템보다 월등히 우수한 성능을 보였다. 또한 같은 능동 현가시스템의 경우에 있어서도 가변구조 제어기를 갖는 능동 현가시스템이 최적 제어기 및 스카이훅 제어기를 갖는 능동 현가시스템보다 근소하게 우수한 성능을 보이고 있었다.

3) 1/4 차량 선형 모델에 의해 설계된 가변구조 제어기를 비선형 모델에 적용하여 유사한 응답특성을 얻음으로서 가변구조 제어기 설계의 신뢰성을 확인하였다.

4) 주파수 응답특성에 있어서도 능동 현가시스템이 피동 현가시스템보다 우수한 응답특성을 보이며, 이러한 현상은 특히 1Hz 부근에서 크게 나타나고 있다. 또한 같은 능동 현가시스템중에서도 가변구조 제어기를 갖는 능동 현가시스템이 가장

우수한 주파수 응답특성을 보이고 있다. 그러나 서스펜션 변위의 경우에 있어서는 스프링상하 질량의 감쇠수준 차이로 인하여 저 주파수 영역에서 능동 현가시스템의 성능이 피동 현가시스템의 성능보다 나빠지는 현상을 보이고 있었다.

5) RMS 응답특성은 최적 가변구조 제어를 갖는 능동 현가시스템의 경우에 감쇠계수와 스프링 상수가 증가함에 따라 스프링상하 질량의 RMS 수직 가속도는 증가하는 반면 RMS 서스펜션 변위는 감소함을 보여 주고 있다. 또한 최적 가변구조 제어를 갖는 능동 현가시스템의 경우에 있어서는 전반적으로 피동 현가시스템보다 낮은 RMS 값을 갖고 있어 성능이 우수함을 알 수 있었다.

## 6. 참고 문헌

- 1) Yue, C., "Control law designs for active suspension in automotive vehicles", M.I.T thesis, 1987.
- 2) Chalasani, M. R., "Ride performance potential of active suspension systems-part I : simplified analysis based on a quarter-car model", ASME winter annual meeting, pp. 187-204, 1987
- 3) Thompson, A.G., "An Active Suspension with Optimal Linear State Feedback", Vehicle System Dynamics, pp.187-203, 1976
- 4) Dorling, C. M., Zinober, A. S. I., "Two approaches to hyperplane design in multivariable structure control systems", Int. J. Control, vol.44, No.1, pp.65-82, 1986.
- 5) Fukushima, N., Akatu, Y., Fusimura, I., Satoh, M., and Fukuyama, K., "Improvement in High Speed Vehicle Stability through Active Suspension Control", 自動車技術, Vol.44, No.3, pp.29-35, 1990
- 6) Kawarasaki, Y., Fukunaga, Y., Hasegawa, S., Okuyama, Y., and Kurozu, T., "Development of Hydraulic Active Suspension", 自動車技術, Vol.44, No.1, pp.120-127, 1990
- 7) Aoyama Y., Kawabata K., Hasegawa S., Kobari Y. and Sato M., "Development of the Full Active Suspension by Nissan", SAE, 901747, 1990
- 8) Hsu, Y. Y., Chan, W. C., "Optimal Variable Structure Controller for DC Motor Speed Control" IEE, Vol. 131, No. 6, 1984
- 9) Chan, W. C., Hsu, Y. Y., "Optimal Control of Electric Power Generation Using Variable Structure Controllers", Electric Power Systems Research, pp. 269-278, 1983
- 10) Karnopp, D., "Active Damping In Road Vehicle Suspension Systems", Vehicle System dynamics, Vol. 12, pp. 291-316, 1983
- 11) Thompson, A. G., "Design of Active Suspensions", Proc. Instn. Mech. Engrs., Vol. 185, No. 36, pp. 553-563, 1976

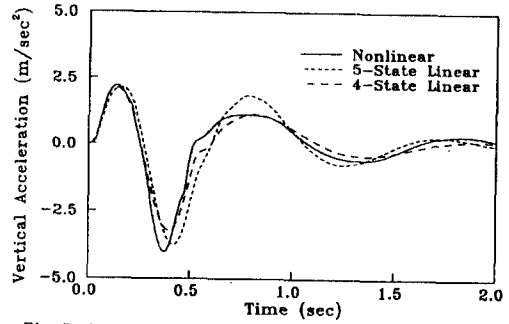


Fig. 5 Transient responses for linear and nonlinear passive models

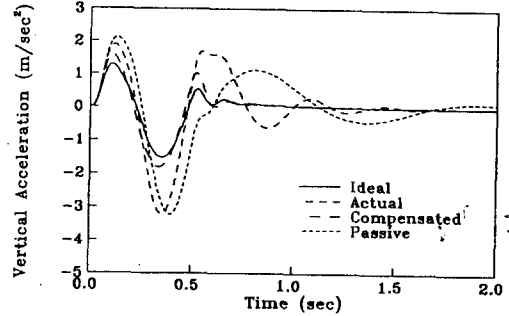
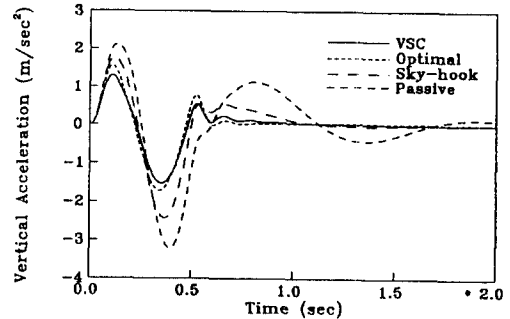
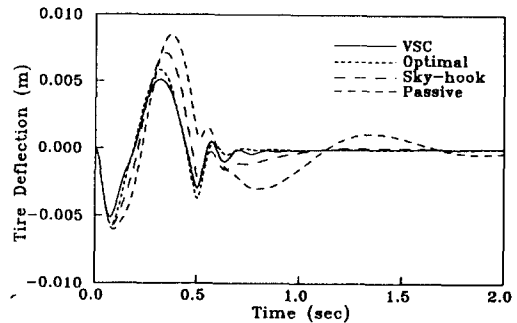


Fig. 6 Transient responses for ideal, actual, and compensated active suspension systems



(a) Vertical acceleration



(b) tire deflection

Fig. 7 Transient responses for passive and active suspension systems

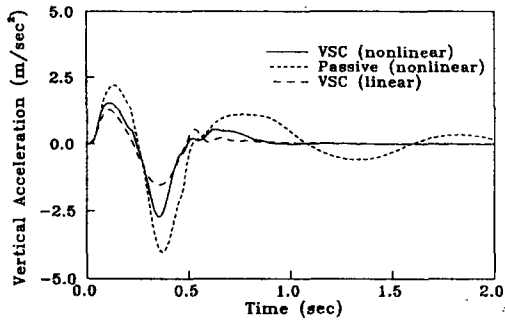
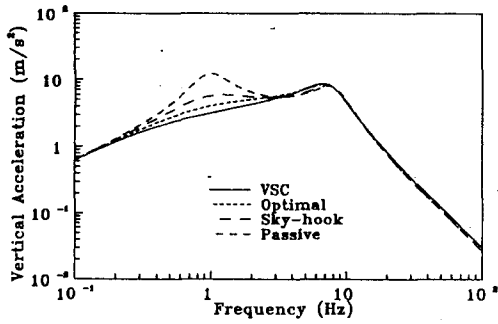
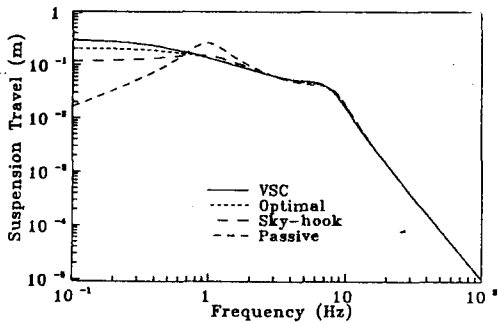


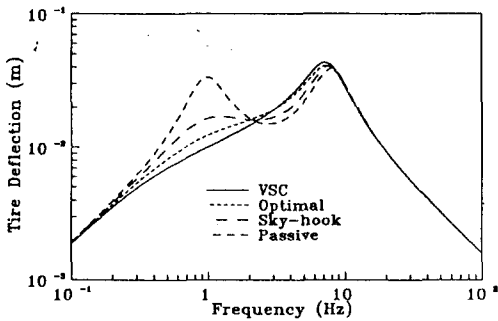
Fig. 8 Transient responses for linear and nonlinear models with VSC controller



(a) Vertical acceleration

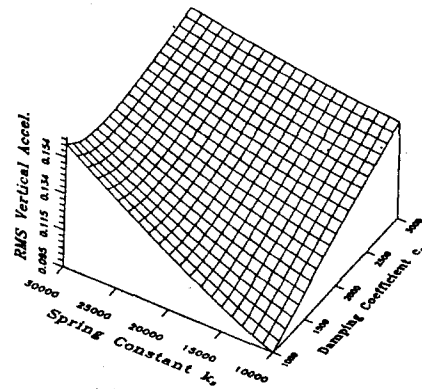


(b) Suspension travel

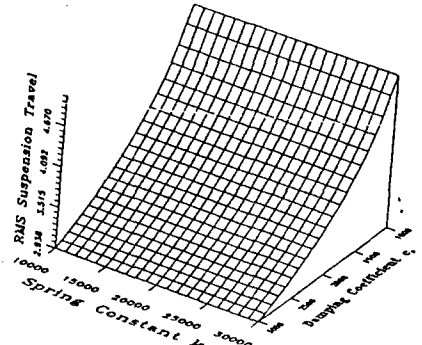


(c) tire deflection

Fig. 9 Frequency responses

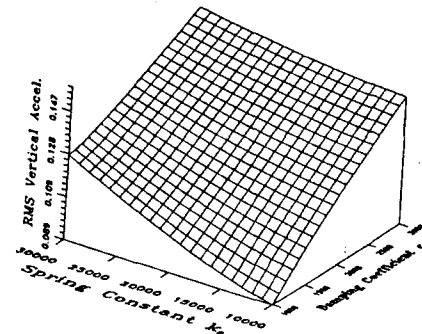


(a) RMS Vertical acceleration

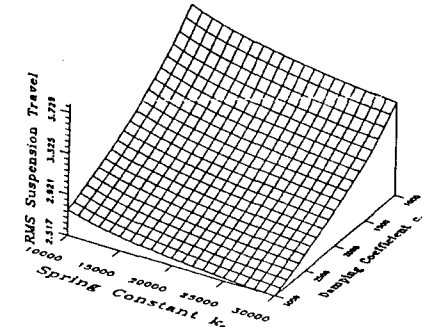


(b) RMS Suspension travel

Fig. 10 RMS values for a passive suspension system



(a) RMS Vertical acceleration



(b) RMS Suspension travel

Fig. 11 RMS values for an active suspension system with optimal VSC