

승차감 향상을 위한 자동차 현가장치의
반응동제어에 관한 연구

박 호* 오 재 응
(한양대학교 공과대학 정밀기계공학과)

Semi-Active Control of a Vehicle Suspension for the Ride Quality Improvement

Ho Park Jae-Eung Oh
Department of Precision Mechanical Engineering
Hanyang University

ABSTRACT

Computer simulation is carried out for passive, active, and semi-active suspension system. Each RM S and frequency response to road profile input is calculated for comparison and evaluation of the p erformance. The vibration analysis and active contr ol of the quarter model of a vehicle suspension is studied in order to evaluate the alternative contr ol laws. This paper derives an optimal closed-loop feedback law for the semi-active suspension that justifies the clipped optimal approach.

1. 서 론

바퀴를 운송수단으로서 처음 사용하였을 때부터 원 시적인 현가장치는 인류의 생활에 적용되기 시작했다. 현가장치의 중요한 기능으로서 차체를 지지하고 불규 칙 노면으로부터 발생되어지는 진동을 절연하는 것을 들 수 있는데, 그동안 많은 차체의 진동문제들은 수동 형 장치(passive device)를 이용하여 해결해 왔다. 수 동형 현가장치는 구조가 간단하기 때문에 값이 싸고 신 리성도 높지만, 고유진동수 부근의 공진 피크를 억제한 다든지 또는 고주파 영역에서의 진동 절연에 있어서 여 러가지 제한된 영역이 존재하고 있다. 따라서 진동상황 에 따라서 진동을 적극적으로 억제하는 능동형 현가장 치에 대한 연구가 많이 이루어지고 있으며, 최근에는 수동형과 능동형의 절충형인 반능동형 현가장치에 대한 연구도 활발히 전개되고 있다.

완전능동형 현가장치는 유압 서보 액츄에이터, 제어 기(controller) 및 센서 등으로 구성되어 있으며, 많은 양의 동력(power)을 소모한다. 1970년대 초에 반능동형 현가장치에 대한 연구가 소개되기 시작했는데, 이 시스 템은 힘을 거의 필요로 하지 않는다는 점을 제외하고는 완전능동형 현가장치와 거의 유사하다. 반능동형 현가 장치는 스프링과 능동감쇠기(active damper)라고 불리 우는 장치가 병렬로 연결되어 구성된 계이다. 최근 자 동차제작 회사들은 완전능동형 및 반능동형 현가장치를 실차에 적용되는 상품으로 개발하기 위한 연구에 많은 관심을 기울이고 있으며, 모의 시스템(prototype sys- tem)의 개발을 서두르고 있다. 하지만 국내의 자동차 현가장치에 대한 연구는 아직은 미비한 실정이고 시행 착오법에 의한 수동형 현가장치에 대한 연구가 주류를 이루고 있다. 이 방법은 비경제적이며 개발과정에서의 많은 문제점을 가지고 있다.

본 연구에서는 현가계의 모델링 방법과 능동 및 반 능동 현가장치의 개념에 대해 다루고자 하며, 컴퓨터 시뮬레이션에 의한 능동 및 반능동제어법칙에 대한 성 능을 평가하여 반능동형 현가장치의 개발에 기초적인 설계자료를 제시하고자 한다. 반능동형 현가계의 제어 법칙을 결정함에 있어서, 완전능동형 현가계의 설계에 이용한 LQR 이론을 똑같이 적용한 성능지수적 의미에서 의 최적한 반능동제어 법칙의 개발을 목적으로 한다.

2. 반응동제어의 개념

자동차의 능동형 현가장치는 많은 연구자의 관심의 대상이 되고 있으며, 전상태 궤환 및 절대속도 궤환을 비롯한 설계기법들이 개발되고 있다. 하지만 완전능동 형 현가장치는 많은 동력을 필요로 한다는 점과 오동작 의 위험성등의 중요한 결점을 가지고 있다. 따라서 수 동형과 완전능동형의 장점을 조합한, 예를 들면 능동감 쇠기등을 이용한 반능동형 현가장치의 연구가 요구되고 있다. 능동감쇠기는 현가계로부터 에너지가 소멸될 때 만 제어작용을 하는 자출력 고이득장치로서 기계장치, 신호처리 및 센서의 작용을 위한 매우 적은 동력만을 필요로 한다. 만약 어떤 제어법칙으로부터 결정된 작용 력에 의해 발생된 기계적동력이 항상 소멸된다면, 우리는 그러한 계를 반능동제어계라고 부른다. 일반적으로 이 시스템은 센서, 신호조절기 및 조정장치등으로 구 성되며, 수동형 요소들의 조정을 위한 오직 신호수준의 동력만을 필요로 한다.

수학적으로, 완전능동 제어력 f_a 에 대한 기계적 동 력은 다음과 같이 정의된다. (Fig.1 참조)

$$P = -f_a (\dot{Z}_a - \dot{Z}_u) \tag{1}$$

where, $P \geq 0$; Power is dissipated,
 $P < 0$; Power is supplied.

이와같이 반능동형 현가장치에 대한 제어법칙은 모든 t 에 대해 $P \geq 0$ 이라는 구속조건에서만 고려되어야만 한 다. 반능동형 현가장치는 최근의 수년 동안 고려되어 왔지만, 현재까지 대부분 구성요소변조의 비선형성때문 에 틀을 갖춘 설계절차가 개발되지 못한 실정에 있다. 여러개의 특별한 방법(그 중에서 가장 유명한 것은 소 위 "clipped optimal control law" 이다.)이 수동형과 완전능동설계와의 비교를 나타내기위해 시뮬레이션 결 과를 제시해 오고 있다. 그러나 과거의 대부분의 연구 결과는 Dr. Karnopp 에 의해 제안된 소위 "clipped op- timal control law" 와 같은 개념을 가진다. 즉,

$$f_a = f_a \text{ (determined by any control strategy) if } P \geq 0$$

$$f_a = 0 \text{ if } P < 0 \tag{2}$$

일반적으로, 반능동제어력 f_a 는 가변 오리피스스를 갖춘 유압서보등에 의해 실현될 수 있으며, 다음과 같이 표 현된다.

$$f_a = -V(\dot{Z}_a - \dot{Z}_u) \tag{3}$$

물론, 식 (3)에서의 반능동제어의 구속조건은 $V \geq 0$ 이 다. 즉, 가변 감쇠계수 V 는 $V \geq 0$ 의 범위에서만 변조가 가능하다. 실제적으로는 가변 감쇠계수 V 는 상한값을 갖고 있으며, V 의 허용가능 영역 Θ 는 다음 식과 같이 표현할 수 있다.

$$\Theta = \{V | 0 \leq V \leq V_{max}\} \tag{4}$$

일반적으로 반응동 제어시스템에는 두가지 유형이 있다. 그 하나는 연속형 감쇠변조 제어시스템으로서, 연속적으로 오리피스 면적을 조절하기 위한 복잡한 전기-기계적 장치를 갖춘 서어보 밸브를 필요로 한다. 식(4)의 허용가능 영역 ⊕ 안에서 clipped optimal control law의 전형적인 예를 다음 식에 나타내었다.

$$\begin{aligned} (1) f_s &= 0 & \text{if } \dot{Z}_s(\dot{Z}_s - \dot{Z}_u) \leq 0 \\ (2) f_s &= f_a = -g_2 \dot{Z}_s & \text{if } 0 < \dot{Z}_s(\dot{Z}_s - \dot{Z}_u) < \frac{V_{\max}}{g_2} (\dot{Z}_s - \dot{Z}_u)^2 \\ (3) f_s &= -V_{\max}(\dot{Z}_s - \dot{Z}_u) & \text{if } \frac{V_{\max}}{g_2} (\dot{Z}_s - \dot{Z}_u)^2 \leq \dot{Z}_s(\dot{Z}_s - \dot{Z}_u) \end{aligned} \quad (5)$$

여기서, g_2 는 양(positive)이고, f_a 는 절대속도제한법칙에 의해 결정되는 제어력을 이용하였다.

다른 하나는 개폐형 감쇠 변조 제어 시스템으로서, hard 상태(작은 오리피스 면적) 및 soft 상태(큰 오리피스 면적)의 두 종류의 위치를 가지는 단순 밸브를 필요로 한다. 이 시스템에 있어서의 밸브의 개폐속도는 종래의 조절가능한 수동형 현가장치보다 빠른 속도를 필요로 하며, 개폐형 제어시스템의 전형적인 제어법칙으로서의 특별한 예를 다음 식에 제시하였다.

$$\begin{aligned} (1) V &= 0 & \text{(soft) if } \dot{Z}_s(\dot{Z}_s - \dot{Z}_u) \leq 0 \\ (2) V &= V_{\max} & \text{(hard) if } 0 < \dot{Z}_s(\dot{Z}_s - \dot{Z}_u) \end{aligned} \quad (6)$$

위의 두 제어법칙은 직관적인 공학적 감각이나 능동제어법칙에 의한 제어력 f_a 의 직접적 계산에 의해 결정된다. 그러므로 이러한 특별한 방법들은 LQR(Linear Quadratic Regulator)법이나 또는 LQG(Linear Quadratic Gaussian)법과 같은 성능지수적 의미에서의 최적 반응동형 제어법칙의 존재를 보장하지는 않는다. 본 연구에서는 반응동형 현가계의 제어법칙을 결정함에 있어서, 완전능동형 현가계의 설계에 이용한 LQR 이론을 똑같이 적용한 최적 반응동형 제어법칙의 개발을 목적으로 한다.

3. 현가계의 능동 및 반응동제어 알고리즘의 소개

3.1 현가계의 모델링 및 수식적 표현

(1) 완전능동형 현가시스템

Fig.2 에 보이는 2자유도 현가계(quarter model)의 운동방정식은

$$\begin{aligned} M_s \ddot{Z}_s + c_s(\dot{Z}_s - \dot{Z}_u) + k_s(Z_s - Z_u) &= f_s \\ M_u \ddot{Z}_u - c_s(\dot{Z}_s - \dot{Z}_u) - k_s(Z_s - Z_u) + k_t(Z_u - Z_r) &= -f_s \end{aligned} \quad (7)$$

여기서, 다음과 같은 상태변수(state variable)를 정의하면

$$\begin{aligned} X_1 &= Z_s - Z_u : \text{suspension deflection} \\ X_2 &= \dot{Z}_s : \text{absolute velocity of sprung mass} \\ X_3 &= Z_u - Z_r : \text{tire deflection} \\ X_4 &= \dot{Z}_u : \text{absolute velocity of unsprung mass} \end{aligned} \quad (8)$$

식(7)의 운동방정식은 다음과 같은 상태공간표현(state space representation)이 가능하다. 즉, 행렬 및 벡터 표현을 이용하여

$$\dot{X} = AX + Bf_a + LZ_r \quad (9)$$

where,

$$X = \begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \\ X_4 \end{bmatrix}, \quad A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & -1 \\ -k_s/m_s & -c_s/m_s & 0 & c_s/m_s \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ k_s/m_u & c_s/m_u & -k_t/m_u & -c_s/m_u \end{bmatrix}$$

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

한편, 현가계의 성능을 평가하기 위하여 다음 식(10)과 같은 성능지수(performance index)를 도입 하였으며,

$$J = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} E \left[\int_0^T \left\{ \dot{Z}_s^2 + \rho_1(Z_s - Z_u)^2 + \rho_2 \dot{Z}_s^2 + \rho_3(Z_u - Z_r)^2 + \rho_4 \dot{Z}_u^2 \right\} dt \right] \quad (10)$$

where, $\rho_1, \rho_2, \rho_3, \rho_4$: weighting-factor

식(10)은 식(8)에서 정의된 상태벡터를 이용하여 행렬 및 벡터 형식으로 정리하면 다음 식(11)과 같이 표현할 수 있다.

$$J = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} E \left[\int_0^T \left(X^T Q X + 2X^T S f_a + R f_a^2 dt \right) \right] \quad (11)$$

where,

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

$$S = \begin{bmatrix} -k_s/m_s^2 \\ -c_s/m_s^2 \\ 0 \\ c_s/m_s^2 \end{bmatrix}, \quad R = \frac{1}{m_s^2}$$

(2) 반응동형 현가시스템

Fig.3 에 보이는 반응동형 현가계(quarter model)의 운동방정식은

$$M_s \ddot{Z}_s + c_s(\dot{Z}_s - \dot{Z}_u) + k_s(Z_s - Z_u) = f_s \quad (12)$$

$$M_u \ddot{Z}_u - c_s(\dot{Z}_s - \dot{Z}_u) - k_s(Z_s - Z_u) + k_t(Z_u - Z_r) = -f_s$$

단, $f_s = -V(X_2 - X_4)$

여기서, 식(8)과 같은 상태변수(state variable)를 정의하면, 식(12)의 운동방정식은 다음 식(13)과 같은 상태공간표현으로의 변환이 가능하다. 즉, 행렬 및 벡터 표현을 이용하여

$$\begin{aligned} \dot{X} &= A_0 X + B f_s + L Z_r \\ &= A_0 X + \Phi(X) V + L Z_r \end{aligned} \quad (13)$$

where,

$$X = \begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \\ X_4 \end{bmatrix}, \quad A_0 = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & -1 \\ -k_s/m_s & -c_s/m_s & 0 & c_s/m_s \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ k_s/m_u & c_s/m_u & -k_t/m_u & -c_s/m_u \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 \\ 1/m_s \\ 0 \\ -1/m_u \end{bmatrix}, \quad L = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -1 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad \Phi(X) = -B(X_2 - X_4)$$

현가계의 성능을 평가하기 위하여 식(10)과 같은 성능지수를 도입 하였으며 식(10)은 식(8)에서 정의된 상태벡터를 이용하여 행렬 및 벡터 형식으로 정리하고, V 를 포함하지 않는 항(Q_0)과 포함하는 항(Q_v)으로 분류하여 표현하면 다음 식(14)과 같이 표현할 수 있다.

$$J = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} E \left[\int_0^T \left(X^T (Q_0 + Q_v) X dt \right) \right] \quad (14)$$

where,

$$Q_0 = \begin{bmatrix} k_s^2/m_s^2 + \rho_1 & c_s k_s/m_s^2 & 0 & -c_s k_s/m_s^2 \\ c_s k_s/m_s^2 & c_s^2/m_s^2 + \rho_2 & 0 & c_s^2/m_s^2 \\ 0 & 0 & \rho_3 & 0 \\ c_s k_s/m_s^2 & c_s^2/m_s^2 & 0 & c_s^2/m_s^2 + \rho_4 \end{bmatrix}$$

$$Q_v = \begin{bmatrix} 0 & k_s V/m_s^2 & 0 & -k_s V/m_s^2 \\ k_s V/m_s^2 & (2c_s + V)V/m_s^2 & 0 & -(2c_s + V)V/m_s^2 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ k_s V/m_s^2 & -(2c_s + V)V/m_s^2 & 0 & (2c_s + V)V/m_s^2 \end{bmatrix}$$

결과적으로 다음과 같은 최적제어의 문제로 정리할 수 있다.

< 문제 >

식(18)의 초기조건 및 식(16), (17)의 구속조건을 동시에 만족하면서 식(15)의 성능지수를 최소화 하는 최적제어변수 V^* 를 찾아라.

$$J = \int_0^{\infty} [X^T (Q_0 + Q_v) X] dt \quad (15)$$

$$\dot{X} = A_0 X + \Phi(X) V \quad (16)$$

$$0 \leq V \leq V_{max} \quad (17)$$

$$X(0) = X_0 \quad (18)$$

또한, 현가계의 주파수응답의 평가를 위해 도로입력에 대한 각 상태변수의 시간영역에서의 응답의 해석 및 프리에 변환을 이용하여 다음과 같은 세 종류의 전달함수 (Transfer Function; TF)를 계산하였다.

$$\begin{aligned} H_A(S) &\equiv \frac{\ddot{Z}_s(S)}{Z_r(S)} && : \text{sprung mass} \\ &&& : \text{acceleration TF} \\ H_{SD}(S) &\equiv \frac{Z_s(S) - Z_u(S)}{Z_r(S)} && : \text{suspension} \\ &&& : \text{deflection TF} \\ H_{TD}(S) &\equiv \frac{Z_u(S) - Z_r(S)}{Z_r(S)} && : \text{tire deflection TF} \end{aligned} \quad (19)$$

3.2 반응동제어법칙

식(15)-(18)로 표현된 최적제어의 문제를 바로 풀기 전에, V 에 아무런 제한조건이 없는 경우(즉, $-\infty < V < \infty$)의 문제를 고려해 볼 필요가 있다. 만약 V 에 식(17)의 제한조건이 존재하지 않는다면, 최적제어변수 V^* 는 다음 식과 같이 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} V^* &= -R(X)^{-1} [\Phi^T(X)P + S(X)]X && \text{if } X_2 \neq X_4 \\ V^* &= 0 && \text{if } X_2 = X_4 \end{aligned} \quad (20)$$

where, $R(X) = \frac{1}{m_s^2} (X_2 - X_4)$

$$\begin{aligned} S(X) &= - \left[\frac{-k_s}{m_s^2} \quad \frac{-c_s}{m_s^2} \quad 0 \quad \frac{c_s}{m_s^2} \right] (X_2 - X_4) \\ &= -S_0 (X_2 - X_4) \end{aligned}$$

이때, P 는 다음의 Riccati equation 을 풀어서 결정한다.

$$PA + A^T P + Q - PBR^{-1}B^T P = 0 \quad (21)$$

where, $A = A_0 - BR^{-1}S_0$
 $Q = Q_0 - S_0^T R^{-1} S_0$

수학적으로, V 에 아무런 제한조건이 존재하지 않는다면, 즉 V 가 모든 실수값을 취한다면, Fig.4에서 보는 바와 같이 완전능동현가계의 force control 시스템과 반능동현가계의 감쇠계수 변조제어시스템은 동가계임을 알 수 있다. 이제 V 에 식(17)의 제한조건을 고려하면, 최적제어변수 V^* 는 변분의 원리를 적용하여 다음 식과 같이 유도된다. 물론 이 때의 P 도 식(21)에 의하여 결정된다.

- (1) $V^* = 0$ if $0 \leq [\Phi^T(X)P + S(X)]X$
- (2) $V^* = -R(X)^{-1} [\Phi^T(X)P + S(X)]X$
if $-R(X)V_{max} < [\Phi^T(X)P + S(X)]X < 0$
- (3) $V^* = V_{max}$ if $[\Phi^T(X)P + S(X)]X \leq -R(X)V_{max}$

최적 성능지수 J^* 는

$$J^* = V(0) + \int_0^{\infty} R(X)^{-1} \lambda_1^2 dt + \int_0^{\infty} R(X)^{-1} \lambda_2^2 dt \quad (23)$$

$\lambda_1 > 0 \qquad \lambda_2 > 0$

여기서 λ_1, λ_2 는 구속방정식 (17)에 대한 Lagrange multiplier 이며, 다음 식을 만족한다.

- (1) $\lambda_1 = -[\Phi^T(X)P + S(X)]X, \lambda_2 = 0$
if $0 \leq [\Phi^T(X)P + S(X)]X$
- (2) $\lambda_1 = 0, \lambda_2 = 0$
if $-R(X)V_{max} < [\Phi^T(X)P + S(X)]X < 0$
- (3) $\lambda_1 = 0,$
 $\lambda_2 = -[\Phi^T(X)P + S(X)]X - R(X)V_{max}$
if $[\Phi^T(X)P + S(X)]X \leq -R(X)V_{max}$

또한, 다음과 같은 관계식을 고려하면

$$\begin{aligned} \Phi(X)R(X)^{-1}\Phi^T(X) &= BR^{-1}B^T \\ \Phi(X)R(X)^{-1}S(X) &= BR^{-1}S_0 \\ S(X)R(X)^{-1}\Phi^T(X) &= S_0^T R^{-1}B^T \\ S(X)R(X)^{-1}S(X) &= S_0^T R^{-1}S_0 \end{aligned} \quad (25)$$

식(34)에 제시된 최적제어식은 다음 식으로 변환될 수 있으며, Fig.5는 블록선도표현을 나타내고 있다.

- (1) $V^* = 0$ if $-f_a/(X_2 - X_4) \leq 0$
- (2) $V^* = -f_a/(X_2 - X_4)$ if $0 < -f_a/(X_2 - X_4) < V_{max}$
- (3) $V^* = V_{max}$ if $V_{max} \leq -f_a/(X_2 - X_4)$

where, $f_a = u + k_s X_1 + b_s (X_2 - X_4) = -R^{-1}(B^T P + S_0)X$
 $u = -GX = -R^{-1}B^T P X$

식(26) 및 Fig.5에서 알 수 있듯이, 최적 반응동제어법칙은 세 부분으로 구성되어 있다. 즉, 두 개의 수동부분으로서, 기계적 동력 ($P = -f_a/(X_2 - X_4)$) 이 공급되거나 또는 상한값보다 큰 경우가 이에 해당되며, 나머지 한 부분은 완전능동부분으로서 기계적 동력이 소산되는 경우를 가리킨다. 이 결과를 살펴보면, 반응동형 현가계에 대한 최적제어법칙은 제 2장에서 언급한 종래의 연속가변제어법칙과 동일함을 알 수 있으며, 완전능동형 현가계의 설계에 이용한 LQR 이론을 똑같이 적용하여 최적 반응동제어 법칙을 설계할 수 있음을 보여주고 있다.

4. 컴퓨터 시뮬레이션에 의한 제어법칙의 성능평가

4.1 수동형 현가계의 진동해석

도로 입력에 대한 응답계산은 모두드 해석기법을 적용하여 모두드좌표계에서 해석하였으며 좌표의 역변환에 의하여 물리좌표계에서의 응답을 구하였다. 그리고 식(8)에서 정의된 상태벡터를 피드백 하여 제 3장에서 제시된 여러 제어법칙에 의하여 제어력을 계산한 다음, 액츄에이터 또는 능동감쇠기를 이용하여 능동 및 반응동제어를 실시하였다. Table 1 은 주어진 1/4차 모델에 대한 설계 파라미터를 보이고 있으며, 도로 입력 으로서는 범퍼(bumper) 모델 및 많은 연구자들에 의해 보통 사용되고 있는 백색 잡음(white noise)모델을 병

용하였다.

능동제어력을 고려하지 않은 원래의 수동형 현가계(이하 PAS 시스템이라 칭함)에 대한 진동해석을 실시하여 그 응답특성을 살펴보았다. Table 2는 계의 고유치해석 결과를, Fig.6은 도로입력(bumper model)에 대한 스프링상 질량의 변위응답을 보이고 있는데, 샘플링 타임(sampling time)을 0.005초로 하여 0 - 5초 사이의 응답을 표현한 것이다. Fig.7은 식(19)에서 정의된 현가계의 세 종류의 전달함수를 나타내고 있으며, 주파수영역은 100 Hz까지 고려하여 로그 스케일(log scale)로 표현하였다. 1차모우드는 스프링상 질량 모우드(sprung mass mode)라고도 하며 약 1.2 Hz, 2차 모우드는 스프링하 질량 모우드(unsprung mass mode)로서 약 10.8 Hz에서 공진 피크를 보이고 있다.

4.2 반응동 진동제어에 의한 응답평가

Fig.3에 보인 1/4차 모델에 대하여 시뮬레이션을 행하였으며, Table 1에 제시된 설계 파라미터를 이용하였다. 수동형, 완전능동형 및 반응동형 시스템의 성능을 비교평가하기 위해 Table 3에 보인 것과 같은 5가지 경우에 대한 시뮬레이션 결과를 고찰하였다.

Fig.8은 도로입력(bumper model)에 대한 PAS,FSF 및 SM(hard spring) 시스템의 스프링상 질량의 변위 및 가속도응답을 보이고 있다. 완전능동 및 반응동형 시스템 모두 수동형 시스템에 비하여 좋은 진동저감 특성을 보이고 있다. Fig.9는 식(26)의 V^* 의 최적제어법칙에 의해 제어된 능동감쇠기의 감쇠계수의 변조형태를 보이고 있다. 또한 각 시스템의 주파수응답의 성능평가를 행하기 위해, 시간영역에서의 응답에 대한 프리에변환을 실시하여 식(19)의 전달함수를 계산하였으며, Fig.10-Fig.12에 각 시스템의 전달함수를 나타내었다.

스프링상 질량의 가속도응답의 전달함수(Fig.10, Fig.11, Fig.12 참조)는 30 Hz 이상의 고주파영역에서 심한 변동을 나타내고 있음을 볼 수 있는데, 이는 반응동형 시스템의 고주파영역의 HARSHNESS 문제의 존재를 시사해 주고 있다. 그러나 변동의 정도는 스프링상수의 영향을 크게 받고 있으며, 스프링상수를 감소시키면 고주파영역의 변동도 줄어든다는 사실을 Fig.10과 Fig.11을 비교하여 알 수 있었다. 유연한 스프링을 사용한 반응동형 시스템의 성능은 완전능동형의 성능에 매우 접근하고 있음을 Fig.11에서 확인할 수 있으며, 유연한 스프링을 사용하지 않아도 수동형 감쇠기를 제거함으로써

써(Fig.12 참조) 완전능동형 시스템에 필적할 만한 성능개선 효과를 얻을 수 있었다. 물론 고주파영역의 HARSHNESS 문제가 남아있긴 하지만, 저대역 통과 필터의 사용등의 대책을 생각할 수 있다.

5. 결론

능동 및 반응동제어법칙의 성능평가를 위한 컴퓨터 시뮬레이션의 실시 결과로부터 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 1/4차 모델링에 의한 자동차 현가계의 진동해석 및 능동 및 반응동제어를 위한 여러 제어법칙의 시간 및 주파수영역에서의 성능평가 시스템의 전산프로그램을 개발하였다.

(2) 완전능동형 현가계의 설계에 이용한 최적제어이론을 적용하여 종래의 연속가변제어법칙과 동일한 최적 반응동제어 법칙을 설계할 수 있음을 보였으며, 반응동형 시스템에서는 스프링상수 및 감쇠계수를 주어진 제한조건 내에서 가능한 한 작게하는 것이 바람직 함을 알 수 있었다.

참고문헌

- (1) D.L.Klinger et al,1977,"A Pneumatic On-Off Vehicle Suspension System", ASME, Vol.90,pp.130~136.
- (2) C.Smith et al,1978,"The Prediction of Passenger Riding Comfort from Acceleration Data", ASME, Vol.90, pp.18~23.
- (3) D.Hrovat et al,"Optimum Vehicle Suspensions Minimizing RMS Rattlespace",ASME, Vol.103, pp.228~236.
- (4) J.K.Hamond et al,1981,"Nonstationary Response of Vehicles on Rough Ground ---- A State Space Approach", ASME,Vol.103, pp.245~250.
- (5) D.L.Margolis,1983,"Semi-Active Control of Wheel Hop in Ground Vehicles",Vehicle Dynamics,Vol.12,pp.317~330.
- (6) R.S.Sharp et al,1987,"Road Vehicle Suspension System Design ---- a review",Vehicle System Dynamics,Vol.16,pp.167~192.
- (7) A.G.Thompson et al,1988,"Optimal Linear Active Suspensions with Derivative Constraints and Output Feedback Control",Vehicle System Dynamics,Vol.17,pp.179~192.

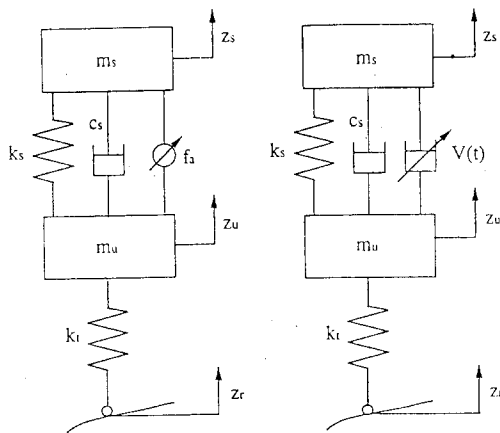


Fig. 1 Quarter car models of fully active(left) and semi-active suspensions(right)

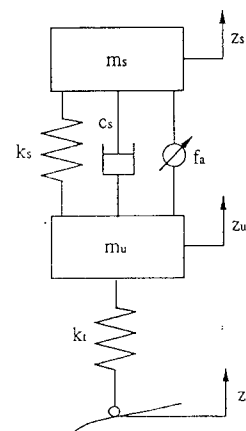


Fig. 2 Quarter model of fully active vehicle suspension

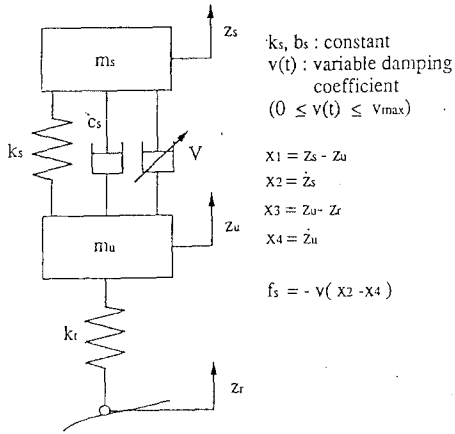


Fig. 3 Quarter car model of semi-active suspension and its conditions

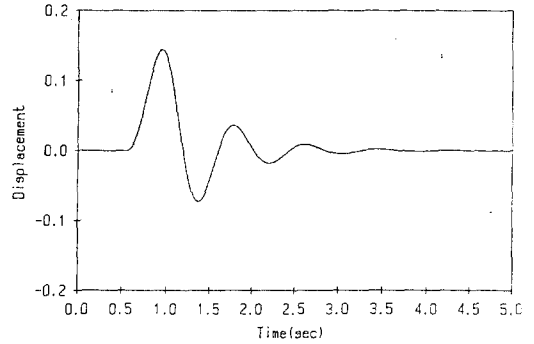


Fig. 6 Spring mass vibration of PAS system

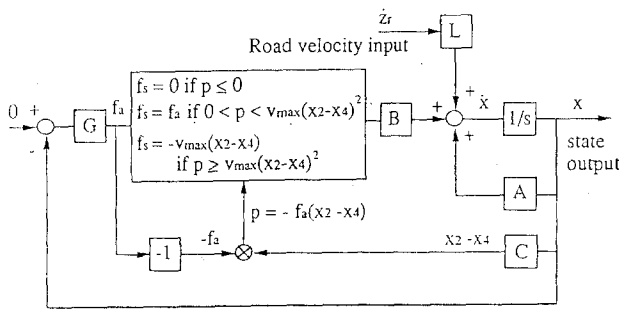


Fig. 4 Block Diagram of Optimal Semi-active Suspension

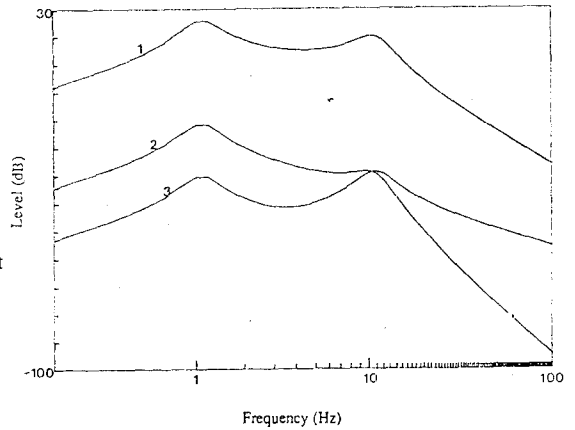


Fig. 7 Transfer function of PAS system
 1: sprung mass acceleration TF
 2: suspension deflection TF
 3: tire deflection TF

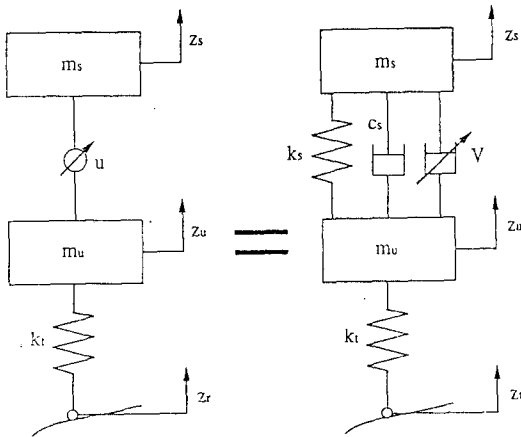


Fig. 5 Fully active suspension systems ; force control(left) and modulated damper control(right)

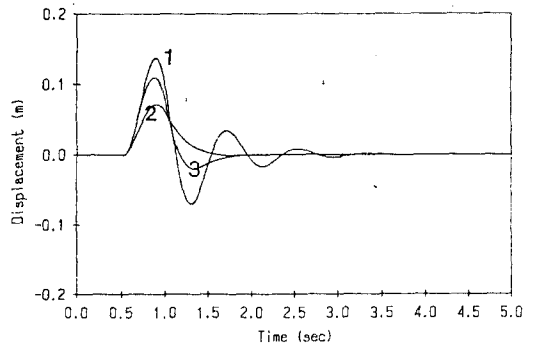


Fig. 8 Comparison of sprung mass vibration in cases (1),(2),(3)

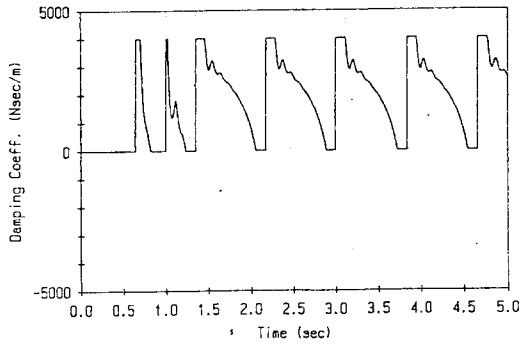


Fig. 9 Damping coefficient variation of the active damper in case (3)

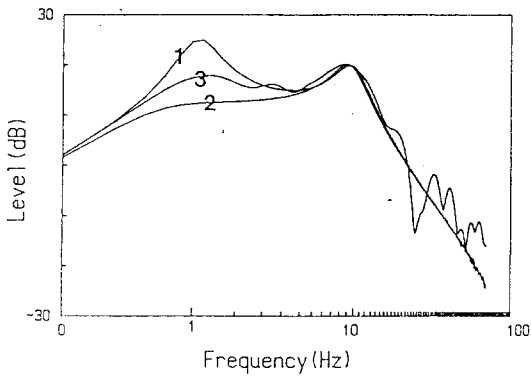


Fig. 10 Comparison of sprung mass acceleration transfer function in cases (1),(2),(3)

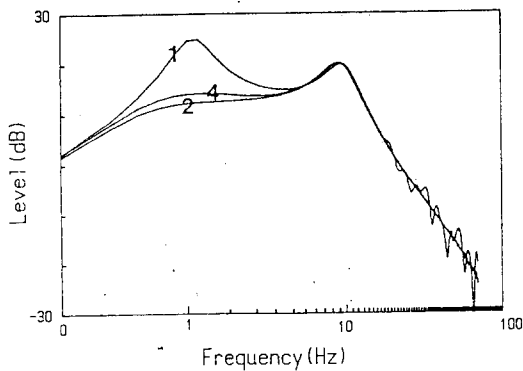


Fig. 11 Comparison of sprung mass acceleration transfer function in cases (1),(2),(4)

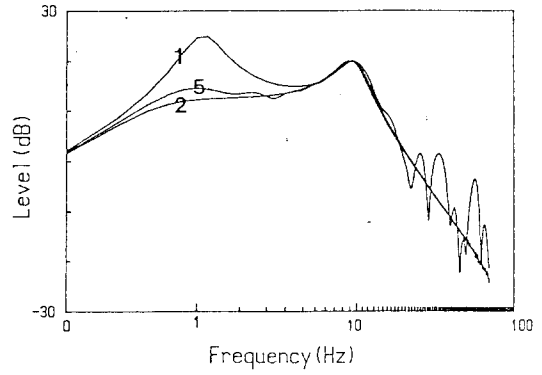


Fig.12 Comparison of sprung mass acceleration transfer function in cases (1),(2),(5)

Table 1 Design parameters of 2 DOF vehicle suspension

model name	symbol	unit	value
sprung mass	m_s	kg	240
unsprung mass	m_u	kg	36
suspension damping	c_s	Nsec / m	1,000
suspension stiffness	k_s	N / m	16,000
tire stiffness	k_t	N / m	160,000

Table 2 Modal parameters of passive suspension

system	modal parameter	1st mode	2nd mode
Passive system	undamped natural frequency	1.25 Hz	11.02 Hz
	damping ratio	0.2233	0.2054
	modal decay rate	-1.75	-14.22
	damped natural frequency	1.22 Hz	10.79 Hz
	mode shape	$1.00 + j 0.00$ $0.08 + j 0.04$	$1.00 + j 0.00$ $-6.23 + j 15.36$

Table 3 Comparison of simulatoin cases

symbol of simulation case	specification of control law	design parameter of passive elements
(1)	Passive (original)	$k_s = 16000$ (hard spring), $c_s = 1000$
(2)	Fully active (LQR)	$k_s = 16000$ (hard spring), $c_s = 1000$
(3)	Semi - active (LQR)	$k_s = 16000$ (hard spring), $c_s = 1000$
(4)	Semi - active (LQR)	$k_s = 4000$ (soft spring), $c_s = 1000$
(5)	Semi - active (LQR)	$k_s = 16000$ (hard spring), $c_s = 0$