한국소음진동공학회 1996년도 추계학술대회논문집, pp. 338-344.

노면 적응 반능동 현가장치

이 동락* · 한 기봉** · 이 시복***

A semi-active suspension controller adapting to road variation

Dong-Rak Lee* · Ki-Bong Han** · Shi-Bok Lee***

ABSTRACT

In this paper, a semi-active suspension adapting to road variation which also considers the frequency sensitivity of human is proposed. First, a road adapting controller composed of system identification and LQG control is designed. Using the extended least squares method, the road property is estimated by system identification as it varies, and the LQG controller considering the estimated road property and the frequency sensivity of human is designed. Next, the semi-active suspension is made, which tracks the performance of the active suspension with the road adapting controller. Through numerical simulation, the performance of the proposed semi-active suspension is compared with that of a non-adaptive semi-active suspension with frequency-shaped performance index. As a result, we see that the road adapting semi-active suspension has better performance.

1. 서 론

차량 현가장치는 크게 승차감과 조종안정성의 역할을 담당한다. 승차감은 차량의 주행시 차체구조, 승객, 화물을 보호하는 것이고, 조종안정성은 바퀴와 노면사이의 노면 반력을 정확하게 차체에 전달하여 차량의 안정성을 유지하는 것이다. 수동 현가장치는 고정된 스프링과 감쇠기로 구성되며, 이 구성요소들은 일시적으로 에너지를 일정한 비율로 저장하고 소모시키므로 다양하게 변하는 노면입력에 대하여 승차감과 조종안정성을 개선시키기가 힘들다. 반면에 능동 현가장치는 원하는 크기와 방향으로 힘을 연속적으로 발생시켜 바라는 성능을 얻을 수 있으나 복잡한 장치와 높은 비용이 문제된다. 수동 현가장치와 능동 현가장치의 절충안으로 반능동 현가장치가 제안되었다. 이 장치는 능동 현가장치의 구동기를 가변 감쇠기로 대체함으로써 수동 현가장치보다 우수한 성능을 얻을 수 있다. 그러나 가변 감쇠기의 제약 때문에 그 성능에 한계가 있다.

능동과 반능동 현가장치를 설계하여 승차감과 조종안정성을 개선시키기 위한 연구가 활발하게 진행되고 있다. Karnopp[1] 은 가상의 기준면과 차체 사이에 감쇠기를 설치하여 승차감을 향상시켰다. Hwang[2]은 체계적이며 전 상태를 측정할 필요가 없는 LQG/LTR 제어기법을 이용하여 현가장치를 설계함으로써 성능을 개선시켰다. Ray[3]는 매개변수 불확실성을 고려한 LQG 제어기법을 적용시켜 모델링 오차에 대하여 강인한 제어기를 설계하였다. Youn 과 Hac[4]은 최적제어 기법을 이용한 반능동 현가장치를 설계하였다. Kim 과 Yoon[5]은 성능지수에 가속도에 대한 인간의 감지 특성[6]을 나타내는 가중치를 반영한 최적 제어기를 설계하고, 최적 제어기를 기준으로 반능동 현가장치를 설계하여 인간이 민감하게 느끼는 주파수 대역에서 승차감을 개선시켰다. 이러한 기존의 방법들은 특정

* 부산 대학교 대학원 기계설계공학과
** 부산 대학교 대학원 기계설계공학과
*** 부산 대학교 기계공학부

한 노면에 대해서만 제어기를 설계하였고, 이 제어기를 기준으로 설계된 반능동 현가장치는 노면의 상태가 변하는 경우 효과적으로 대처하지 못한다.

본 연구에서는 가속도에 대한 인간의 감지 특성을 반영한 노면 적응 반 능동 현가 장치를 제안한다. 먼저 시스템 동정과 LQG제어로 구성된 노면 적응 제어기를 설계한다. 시스템 동정은 확장 최소 제곱법(Extended Least Squares)을 이용하여 노면 변화시 노면 특성을 나타내는 매개변수를 추정하고, 추정된 매개변수와 가속도에 대한 인간의 감지 특성을 성능 지수에 반영하여 LQG 제어기를 설계한다. 이 노면 적응 제어기를 적용한 능동 현가 장치의 성능을 추종하는 반 능동 현가 장치를 구성한다. 제안된 반능동 현가장치의 성능을 기존의 주파수 형태의 성능지수를 가지는 반능동 현가 장치와 비교 검토하였다. 그 결과 노면 변화에 대하여 노면적응 반 능동 현가 장치의 성능이 우수함을 보였다.

2. 현가장치 및 노면 모형화

본 연구에서는 Fig.1과 같이 자동차의 1/4모형을 차량 모델로 사용한다. 바퀴와 현가장치의 스프링과 감쇠기는 선형구간에서만 작동하고, 노면으로부터 외란이 들어온다고 가정한다.

1/4 차량 모델의 운동방정식은 다음과 같이 표현된다.

$$M_s\ddot{x}_s(t) + C_s(\dot{x}_s(t) - \dot{x}_u(t)) + K_s(x_s(t) - x_u(t)) = u_s(t) \quad (1a)$$

$$M_u\ddot{x}_u(t) + C_s(\dot{x}_u(t) - \dot{x}_s(t)) + K_s(x_u(t) - x_s(t)) + K_t(x_u(t) - x_r(t)) = -u_s(t) \quad (1b)$$

식(1)은 차체와 차축의 수직운동 방정식을 나타낸다. 여기서 M_s, C_s, K_s는 각각 차체의 질량, 현가장치의 감쇠계수와 스프링계수를 나타내며, M_u, K_t는 각각 차축의 질량, 타이어의 강성계수이고, $u_s(t)$는 가변 감쇠기의 감쇠력을 나타낸다. $x_s(t)$, $x_u(t)$, $x_r(t)$은 각각 차체, 차축, 노면의 변위이다. 식(1)을 상태 공간 방정식으로 나타내면 다음과 같다.

$$\dot{x}_p(t) = A_p x_p(t) + B_p u_s(t) + L_p x_r(t) \quad (2a)$$

$$y(t) = C_p x(t) \quad (2b)$$

여기서 $y(t)$는 출력이며, A_t, B_t, L_t, x_p는 다음과 같다.

$$A_p = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{K_s}{M_s} & -\frac{C_s}{M_s} & \frac{K_s}{M_s} & \frac{C_s}{M_s} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{K_s}{M_u} & \frac{C_s}{M_u} & -\frac{K_s+K_t}{M_u} & \frac{-C_s}{M_u} \end{bmatrix}$$

$$B_p = \begin{bmatrix} 0 & \frac{1}{M_s} & 0 & -\frac{1}{M_u} \end{bmatrix}^T$$

$$L_p = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & \frac{K_t}{M_u} \end{bmatrix}^T$$

$$C_p = [1\ 0\ 0\ 0]^T$$

$$x_p = [x_s\ \dot{x}_s\ x_u\ \dot{x}_u]^T$$

식(2)에서 제어입력 $u(t)$와 노면입력 $x_r(t)$에 대한 $y(t)$의 전달 함수는 각각 다음과 같다.

$$G_u(s) = C_p(sI - A_p)^{-1}B_p \quad (3a)$$

$$G_r(s) = C_p(sI - A_p)^{-1}L_t \quad (3b)$$

식(3)을 영차 홀더(zero-order-holder)법을 이용하여, 이산 전달 함수(discrete transfer function)로 나타내면 다음과 같다.

$$G_u(z^{-1}) = \frac{B(z^{-1})}{A(z^{-1})} \quad (4a)$$

$$G_r(z^{-1}) = \frac{C(z^{-1})}{A(z^{-1})} \quad (4b)$$

노면 적응 제어기 설계를 위하여 식(2)를 식(4)의 이산 전달 함수로 표현된 ARMAX 모델로 나타내면 다음과 같다.

$$y(t) = \frac{B(z^{-1})}{A(z^{-1})}u(t) + \frac{C(z^{-1})}{A(z^{-1})}x_r(t) \quad (5)$$

식(5)에서 $A(z^{-1})$, $B(z^{-1})$, $C(z^{-1})$는 다음과 같다.

$$A(z^{-1}) = 1 + \sum_{i=1}^{4} a_i z^{-i} \quad (6a)$$

$$B(z^{-1}) = \sum_{i=1}^{4} b_i z^{-i} \quad (6b)$$

$$C(z^{-1}) = \sum_{i=1}^{4} c_i z^{-i} \quad (6c)$$

노면 입력 $x_r(t)$는 확률 과정으로 가정할 수 있으며, 그 통계적 특성은 일반적으로 파워 스펙트럼 밀도 함수에 의해서 기술된다.[7] 본 연구에서는 노면의 파워 스펙트럼 밀도 함수를 다음과 같이 가정하였다.[7]

$$S_r(s) = |G(s)|^2 S_w(s) \quad (7)$$

식(7)에서 $S_w(s)$와 $S_r(s)$는 입력과 출력의 파워 스펙트럼 밀도 함수이고, $G(s)$는 노면의 특성을 나타내는 전달 함수이며, 다음과 같이 표현된다.[7]

$$G(s) = \frac{g_3}{s^2 + g_2 s + g_1} \quad (8)$$

가속도에 대한 인간의 감지특성을 나타내는 곡선은 주파수에 대한 함수로 표현되며,[6] 이 곡선을 주파수에 대한 연속 함수로 근사화 시키면 다음과 같다.[5]

$$F(s) = \frac{s^2 + (a_1 + a_2)s + a_1 a_2}{s^2 + (a_3 + a_4)s + a_3 a_4} \quad (9)$$

식(8)과 식(9)를 이산 전달 함수로 나타내면 다음과 같다.

$$H(z^{-1}) = \frac{B_g(z^{-1})}{A_g(z^{-1})} = \frac{b_{1g} z^{-1} + b_{2g} z^{-2}}{1 + a_{1g} z^{-1} + a_{2g} z^{-2}} \quad (10)$$

$$F(z^{-1}) = \frac{B_f(z^{-1})}{A_f(z^{-1})} = \frac{1 + b_{1f} z^{-1} + b_{2f} z^{-2}}{1 + a_{1f} z^{-1} + a_{2f} z^{-2}} \quad (11)$$

여기서 샘플링 시간을 제어기의 주파수 대역폭과 플랜트를 고려하여 1/100 sec로 하였다.

3. 반능동 현가장치의 노면 적응 제어

주파수 역에서 노면과 가속도에 대한 인간의 감지 특성을 성능지수에 반영하여 LQG제어기를 설계한다. 노면 특성이 변할 때 ELS 방법을 이용하여 노면 특성을 나타내는 매개변수를 추정하며, 추정된 매개변수를 성능지수에 반영하여 제어기를 설계하고, 이 능동현가장치의 성능을 추종하는 반능동 현가 장치를 구성한다.

3.1 LQG 제어

Fig. 2는 피드백 제어 시스템을 나타낸다. 기준 입력 r, 제어 입력 u, 출력 y, 기준 입력과 출력 사이의 오차 e는 각각 다음과 같이 표현된다.

$$u = M(r - d) \quad (12)$$

$$y = WM(r) + (1 - WM)a \quad (13)$$

$$= WSC_o(r) + Sa \quad (14)$$

$$e = r - y = (1 - WM)(r - d) = S(r - d) \quad (15)$$

여기서 W, S, M, C_0는 각각 플랜트 전달 함수, 감도(sensitivity) 전달 함수, 제어 감도(control sensitivity) 전달 함수, 보상기 전달 함수이다.

제어기 설계에 필요한 성능 지수를 다음과 같이 둔다.

$$J = \frac{1}{2\pi j} \oint_{|z|=1} X(z^{-1}) \frac{dz}{z} \quad (16)$$

식(16)에서 $X(z^{-1})$는 다음과 같다.

$$X(z^{-1}) = Q_c \Phi_{ee} + G_c \Phi_{ue} + \Phi_{eu} G_c^* + R_c \Phi_{uu} \quad (17)$$

여기서 상첨자 * 는 어드조인트(adjoint), Φ_{uu}, Φ_{ee}, Φ_{ue}는 각각 제어력에 대한 스펙트럼, 기준 입력과 출력 사이의 오차에 대한 스펙트럼, 제어력과 오차의 곱에 대한 스펙트럼을 나타내고, Q_c, R_c, G_c 는 각각 Φ_{uu}, Φ_{ee}, Φ_{ue}에 대한 가중치를 나타내며, 다음과 같다.

$$Q_c = \frac{B_q^* B_q}{A_q^* A_q}$$

$$R_c = \frac{B_r^* B_r}{A_q^* A_q}$$

$$G_c = \frac{B_q^* B_r}{A_q^* A_q}$$

성능 지수 J를 최소화시키는 보상기의 전달 함수 C_0를 구하면 다음과 같다.[8]

$$C_o(z^{-1}) = \frac{C_{on}(z^{-1})}{C_{od}(z^{-1})} \quad (18)$$

식(18)에서 C_{od}와 C_{on}는 보상기 C_0의 분모와 분자의 다항식이며, 다음의 디아폰틴(Diophantine) 식에서 구해진다.[8]

$$L_2 G + F_2 A_q A = L_{2s} B_q D_f \quad (19a)$$

$$L_2 H - F_2 A_q B = -L_{2s} B_r D_f \quad (19b)$$

식(19)의 D_f, L_2, L_{2s}는 다음의 식에서 구해진다.[8]

$$D_f D_f^* = EE^* + C_d C_d^* \quad (20a)$$

$$L_1 L_2 = B_q B - B_r A \quad (20b)$$

$$L_2^* = L_{2s} z^{n_2} \quad (20c)$$

식(20)에서 L_1은 스트릭틀리 최소 위상(strictly minimum phase)이고 L_2는 비 최소 위상이다. L_{2s}는 슈(Schur)다항식이고, n_2는 다항식 L_2의 차수이며, D_f는 스트릭틀리 슈 다항식(strictly Schur polynomials)이다.[8]

3.2 노면 적응 제어

시스템 동정은 ELS 방법을 이용하여 제어기 설계에 사용된 노면 특성을 나타내는 매개변수 $\hat{a}_{ig}$와 $\hat{b}_{ig}$를 다음과 같이 추정한다.

$$\hat{\theta}(t) = \hat{\theta}(t-1) + L(t)[x_r(t) - \phi^T(t)\hat{\theta}(t-1)] \quad (21)$$

식(21)에서 $L(t)$는 다음과 같다.

$$L(t) = \frac{P(t-1)\phi(t)}{\lambda + \phi^T(t)P(t-1)\phi(t)} \quad (22)$$

식(22)에서 $P(t)$는 다음과 같다.

$$P(t) = \frac{1}{\lambda}\left(P(t-1) - \frac{P(t-1)\phi(t)\phi^T(t)P(t-1)}{\lambda + \phi^T(t)P(t-1)\phi(t)}\right) \quad (23)$$

식(23)에서 $\hat{\theta}(t)$와 $\phi(t-1)$는 다음과 같다.

$$\hat{\theta}(t) = [-\hat{a}_{1g}(t), -\hat{a}_{2g}(t), \hat{b}_{1g}(t), \hat{b}_{2g}(t)]^T \quad (24)$$

$$\phi(t-1) = [x_r(t-1), x_r(t-2), \varepsilon(t-1), \varepsilon(t-2)]^T \quad (25)$$

식(25)에서 $\varepsilon(t-1)$은 근사화된 백색 잡음이며 아래 식에서 구해진다.

$$\varepsilon(t-1) = x_r(t-1) - \phi(t-2)\hat{\theta}(t-1) \quad (26)$$

본 연구에서는 $P(t-1)$의 초기값과 λ값을 각각 $1\times10^6[I]$, 0.7로 하였으며, 노면 적응 제어기 설계를 위한 알고리즘을 Fig. 3에 나타내었다.

3.3 반능동 현가장치의 노면 적응 제어

Fig. 4는 반 능동 현가장치의 노면 적응 제어 시스템을 나타낸다. 식(1)에서 가변 감쇠력 $u_s(t)$는 다음과 같이 표현된다.

$$u_s(t) = -v(t)(\dot{x}_s(t) - \dot{x}_u(t)) \quad (27)$$

식(27)의 가변 감쇠력 $v(t)$는 다음의 구간에서 변화한다.

$$0 \le v_{\min} \le v(t) \le v_{\max} \quad (28)$$

$v(t)$는 식(27)의 $u_s(t)$가 식(28)의 범위에서 능동 현가장치의 제어력 $u_f(t)$를 추종하도록 결정되며, 그 절차는 다음과 같다.

$$v(t) = \begin{cases} v_{\min} & \text{if } -u_f(\dot{x}_s - \dot{x}_u) < v_{\min}(\dot{x}_s - \dot{x}_u)^2 \\ v_{\max} & \text{if } -u_f(\dot{x}_s - \dot{x}_u) > v_{\max}(\dot{x}_s - \dot{x}_u)^2 \\ \dfrac{-u_f}{\dot{x}_s - \dot{x}_u} & \textit{otherwise} \end{cases} \quad (29)$$

$\dot{x}_s - \dot{x}_u = 0$인 경우 $v(t)$는 변하지않고, 식(29)는 $\dot{x}_s - \dot{x}_u \neq 0$인 경우에 수행된다.

4. 수치실험 결과 및 고찰

노면 특성과 가속도에 대한 인간의 감지 특성을 고려한 노면 적응 반능동 현가장치의 성능을 기존의 반능동 현가장치와 수치실험을 통해 비교 평가한다. 수치 실험에 사용한 1/4차량 모델의 제원은 Table 1과 같다. Fig. 5는 노면의 파워 스펙트럼 밀도를 나타낸다. Fig. 5a는일반적인 포장도로를 나타내며, Fig. 5b, Fig. 5c는 각각 비 포장 도로를 나타낸다.[8]

노면 적응 반능동 현가창치의 성능을 평가하기 위해서 다음과 같은 두 가지 절차를 수행하였다.

Fig. 6a는 첫 번째 절차를 수행하기 위한 노면의 시간역 특성을 나타내며, 그 수행 절차는 다음과 같다. ① 10sec 동안 Fig. 5a의 노면을 주행한다. ② 10 sec후 Fig. 5b의 노면을 20sec까지 주행한다. ③ 20초후 다시 Fig. 5a의 노면을 30sec까지 주행한다. Fig. 6b는 두 번째 절차를 수행하기 위한 노면의 시간역 특성을 나타내며, 그 수행 절차는 다음과 같다. ① 10sec 동안 Fig. 5a의 노면을 주행한다. ② 10 sec후 Fig. 5c의 노면을 20sec까지 주행한다. ③ 20초후 다시 Fig. 5a의 노면을 30sec까지 주행한다.

Fig. 7은 첫 번째 절차에 대한 모의 실험 결과를 나타낸다. Fig. 7a, Fig. 7b는 각각 노면 적응 반능동 현가장치, 기존 반능동 현가장치, 수동 현가장치들의 승차감을 나타낸다. 먼저 10sec 동안은 기존 현가장치와 노면 적응 반능동 현가장치의 성능이 같지만, 노면의 특성이 변화된 10sec후에는 노면 적응 반능동 현가장치의 성능이 우수함을 알수 있다.

Fig. 8은 두 번째 절차에 대한 모의 실험 결과를 나타낸다. Fig. 8a, Fig. 8b는 각각 노면 적응 반능동 현가장치, 기존 반능동 현가장치, 수동 현가장치들의 승차감을 나타낸다. 먼저 10sec 동안은 기존 현가장치와 노면 적응 반능동 현가장치의 성능이 같지만, 노면의 특성이 변화된 10sec후에는 노면 적응 반능동 현가장치의 성능이 우수함을 알수 있다. 이들 결과에서 기존 반느동 현가장치는 특정한 노면에서는 성능이 양호하지만 노면의 특성이 변하는 경우 성능이 다소 떨어짐을 알 수 있다. 노면 적응 반능동 현가장치는 노면의 특성이 변하는 경우에도 성능이 우수함을 알 수 있다.

5. 결론

본 연구에서는 1/4 차량 모델에 노면 적응 반능동 현가장치를 설계하였고, 기존 반능동 현가장치와 성능을 비교한 결과 기존 반능동 현가장치는 특정 노면에 대해서는 성능이 우수하지만 특성이 다른 노면을 주행할 때는 성능이 떨어진다. 그러나 노면적응 제어기는 특성이 다른 노면을 주행할 때도 성능이 우수하다. 또한 노면 적응 반능동 현가장치는 능동 현가장치에 필요한 구동기가 필요하지 않기 때문에 적용이 용의하고, 경제적이다.

참고 문헌

1. Karnopp, D.C., Crobsy, M.J., and Harwood, R.A., 1974, "Vibration Control Using Semi-active Force Generators," ASME Journal of Engineering for Industry, Vol. 96, No. 2, pp. 619-626.
2. 황재혁, 박봉철, 백승호, 1993, "LQG/LTR 설계 방법을 이용한 자동차 현가장치 능동제어," 한국소음진동공학회지, 제 3권, 제 4호, pp. 383-394.
3. Ray, L.R., 1992, "Robust Linear-Optimal Control Laws for Active Suspension Systems," Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Transactions of the ASME, Vol, 114, pp. 592-598.
4. Youn, I. and Hac, A., 1992, "Optimal Semi-active Suspension with Preview Based on a Quarter Car Model," Journal of Vibration and Acoustics, Transactions of the ASME, Vol. 114, pp. 84-92.
5. Hyuk, K. and Young-san, Y., 1995, "Semi-active Suspension with Preview Using a Frequency-shaped Performance Index," Vehicle System Dynamics, Vol. 24, pp. 759-780.
6. "Evaluation of human body exposure to whole body vibration," ISO2631 Part 1 (1985) and Part 2 (1989).
7. Weuibong, Jeong, 1990, "State Estimation of Road Surface and Vehicle System Using a Kalman Filter," JSME International Journal Series III, Vol. 33, No. 4, pp. 528-534.
8. Grimble, M.J., 1992, "LQG Optimal Control Design for Uncertain System," IEE Proceedings Part D, Vol. 139, No. 1, pp. 21-30.

Table 1. Design parameters of 1/4 car model

차체 질량	(M_s)	240 Kg
차축 질량	(M_u)	36 Kg
현가장치 스프링 상수	(K_s)	16000 N/m
타이어 스프링 상수	(K_t)	160000 N/m
현가장치 감쇠 계수	(C_s)	980 Ns/m

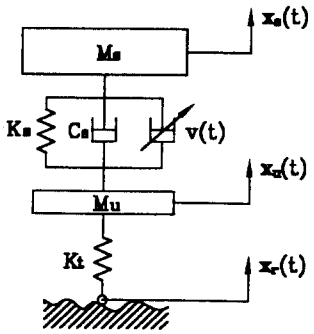


Fig. 1 1/4 car model

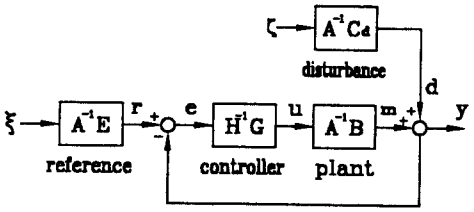


Fig. 2 Output feedback control system

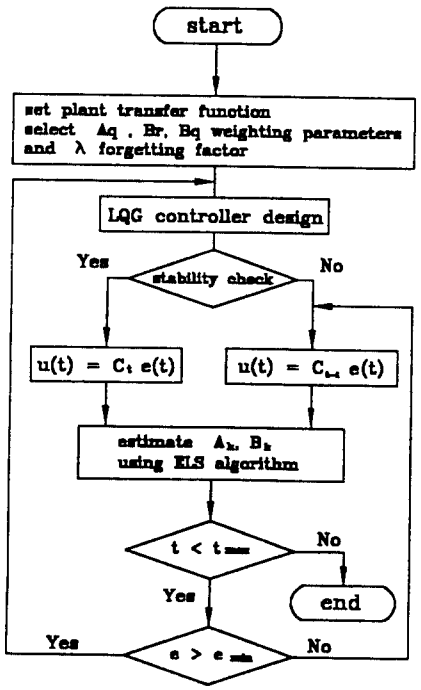


Fig. 3 Road adapting control algorithm

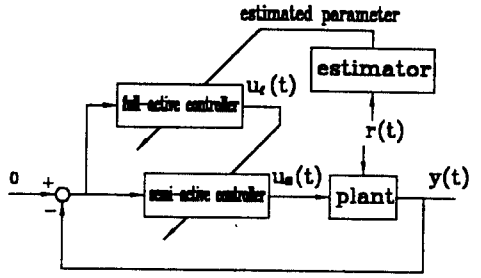


Fig. 4 Road adapting semi-active control system

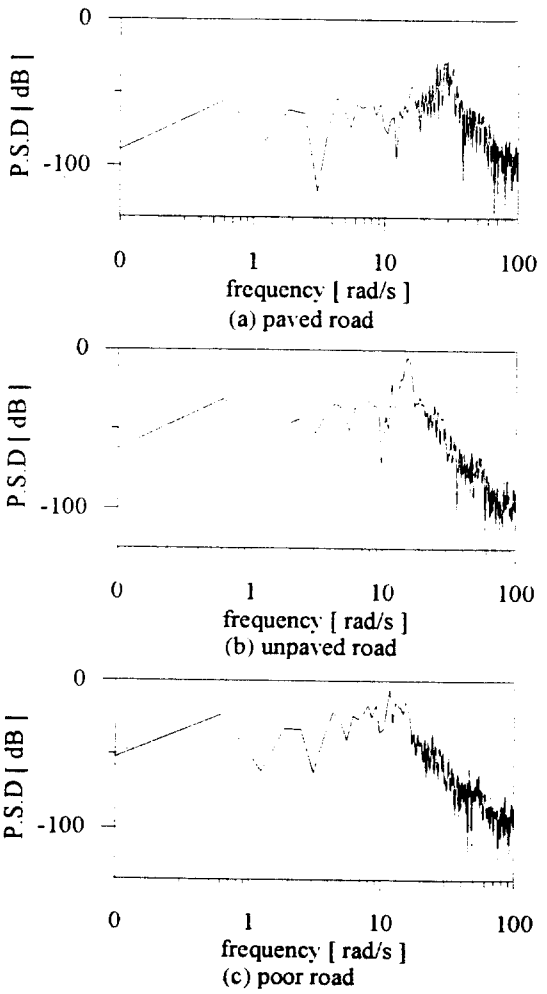
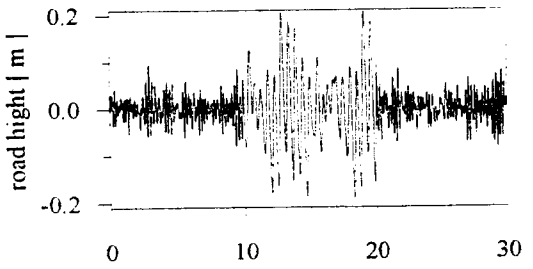
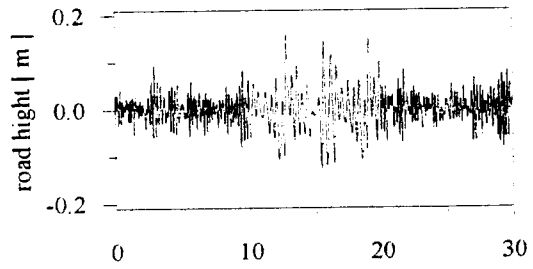


Fig. 5 Power spectral densities of road input

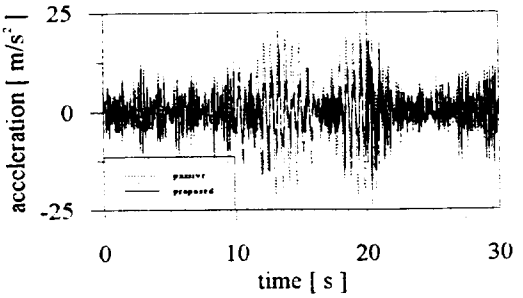


(a) 1st process

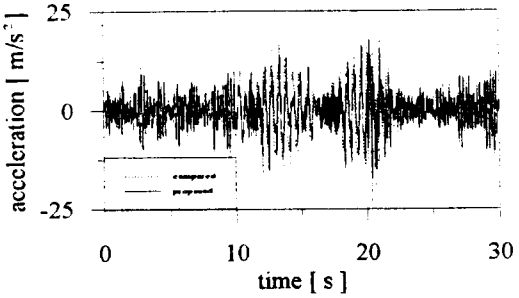


(b) 2nd process

Fig. 6 Time histories of road input

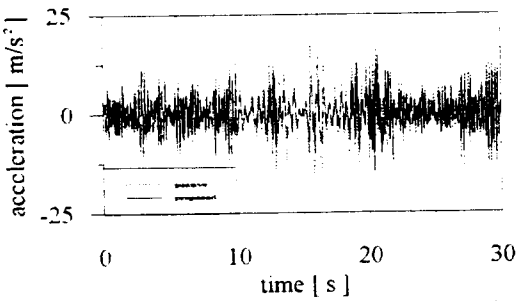


(a) passive and proposed semi-active suspension

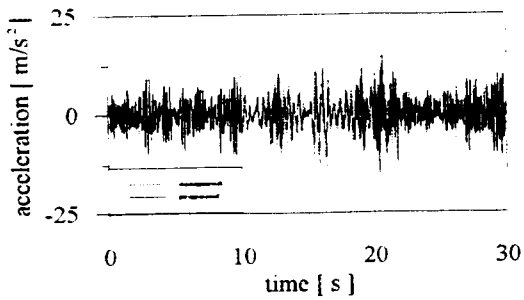


(b) compared and proposed semi-active suspension

Fig. 8 Acceleration responses of the sprung mass



(a) passive and proposed semi-active suspension



(b) compared and proposed semi-active suspension

Fig 7 Acceleration responses of the sprung mass