

## Design of A Controller for Vehicle Active Suspensions Considering Driving Conditions

千宗珉<sup>†</sup> · 李鍾武<sup>\*</sup> · 權淳萬<sup>\*\*</sup> · 崔埜奎<sup>\*\*\*</sup>

(Jong-Min Cheon, Jong-Moo Lee, Soonman Kwon and Young-Kiu Choi)

**Abstract** - Passive suspensions with fixed design constants are very restrictive in the inherent suspension problem, the trade-off between the ride quality and the suspension travel. Active suspensions are used to solve some drawbacks of passive suspensions. In this paper, we propose a controller design for vehicle active suspensions considering variable driving conditions. Our controller estimates the current driving conditions by detecting the road frequencies gotten from Fourier Transform and decides which factor must be emphasized between the ride quality and the suspension travel. In one case of focusing on the ride quality, we use the skyhook control law and in the other case of focusing on the suspension travel, the double skyhook control law is used. The control law modified by various road situations outputs the reference force value the electro-hydraulic actuator in active suspension system must generate. To track the reference force, we adopt the sliding control law which is very useful in controlling the nonlinear system like the electro-hydraulic actuator.

**Key Words** : Vehicle Active Suspension, Skyhook Control Law, Sliding Control And Fourier Transform

### 1. 서 론

최근 현가장치에 의한 승차감이나 주행 안정성 등을 통하여 자동차 성능을 평가하는 경우가 많아졌으며 따라서 현가장치에 대한 연구도 활발해지고 있다. 먼저, 현가장치의 기본적인 역할을 소개하면 다음과 같다. 첫째는 불규칙한 도로에 의하여 수직 방향으로 전달되는 힘을 효과적으로 억제하여 진동이 차체에 직접 전달되는 것을 막는데 이것을 통해 승차감을 향상시킬 수 있다. 둘째는 타이어와 도로 사이의 접지면을 증대시켜 조종 성능과 주행 안정성을 향상 시키는 동시에 과도한 현가편차(suspension travel) 크기로 인한 차체 충격을 감소하는 것이다.

수동소자인 스프링과 충격흡수기(shock absorber)만으로 구성된 수동 현가장치(passive suspension)는 설치비용, 소비 에너지, 그리고 차지하는 공간이 작은 이점을 갖고 있지만, 고정된 설계 상수들만으로는 가변적인 주행 환경에 능동적으로 대처할 수 없다. 또 일반적으로 현가장치에는 승차감과 주행 안정성 또는 승차감과 현가편차 사이에 상충관계(trade-off)가 존재하는데, 수동 현가장치는 이들 사이의 적절한 상호타협만을 고려하는데 불과하다. 이러한 수동 현가장치의 단점들은

비록 고비용에 에너지 소비가 크지만 능동현가장치(active suspension)를 도입하면 해결할 수 있다[1].

능동 현가장치는 센서를 통해 전달되는 정보들을 통해 액추에이터가 가해주는 힘을 결정하는 폐환 제어(feedback control)에 기초를 둔다. 본 논문에서는 능동 현가장치의 폐환 제어를 설계하기 위하여 승차감 개선에 뛰어난 성능을 가지는 스카이훅 제어 법칙[2],[3],[4],[9]을 기본적으로 사용하지만, 승차감과 안정성 사이의 상충관계를 가지는 현가장치의 특성을 고려하여 주행 도로의 상황에 따라 상대적으로 승차감 향상에 더 주목해야 하는 경우와 현가편차 감소에 더 주목해야 하는 경우를 나누어서 각 경우에 맞게 스카이훅 제어 법칙을 수정한다. 본 논문에서 제안된 제어기는 주행 중인 차량에 외란으로 작용하는 노면의 주파수를 검출하여 현재 주행 상황을 판단한다. 이렇게 주파수를 이용하는 이유는 차량 상태 변수들의 진동 현상이 노면 주파수의 영향을 많이 받기 때문이다[4].

스카이훅 제어 법칙은 저주파의 노면 입력에서는 승차감과 현가편차에서 우수한 성능을 가지지만 어떤 제어기로도 승차감을 개선할 수 없는 wheel-hop 모드[4] 근처의 고주파 영역으로 근접할수록 승차감과 현가편차 모두에서 수동 현가장치와 차이를 보이지 않으므로 현가편차를 효과적으로 줄일 수 있는 이중 스카이훅 제어 법칙[5]으로 변환한다.

도로 상황에 따라 변경되는 제어 법칙에 의하여 계산된 제어기 출력값에 해당 하는 힘을 능동 현가장치에 설치되는 전기 수압 액추에이터(electro-hydraulic Actuator)가 발생할 수 있어야 우리가 원하는 제어 목적을 달성할 수 있다. 비선형 시스템인 전기 수압 액추에이터가 출력 기준 힘을 추종할 수 있도록 비선형 제어에 좋은 성능을 발휘하는 슬라이딩 제어 법칙[3],[6]을 사용하였다.

<sup>†</sup> 교신저자, 正會員 : 韓國電氣研究院 研究員  
E-mail : jmcheon@keri.re.kr

<sup>\*</sup> 正會員 : 韓國電氣研究院 先任研究員

<sup>\*\*</sup> 正會員 : 韓國電氣研究院, 責任技能員 · 工博

<sup>\*\*\*</sup> 正會員 : 釜山大 電子電氣情報컴퓨터工學部 教授 · 工博  
接受日字 : 2005年 7月 6日  
最終完了 : 2005年 11月 8日

## 2. 차량 현가장치

### 2.1 현가장치를 위한 차량 모델링

자동차의 현가장치에 있어서 복잡한 진동 현상을 효율적으로 분석하기 위해서는 우선 모델을 단순화시킬 필요가 있다. 일반적으로 승용차는 4륜-6자유도의 모델로 나타나지만 승차감의 입장에서 노면 외란에 대한 응답을 생각할 때는 1륜-2자유도, 즉 1/4-2자유도 차량 모델(two-degree-of-freedom quarter-car model)로 근사화시킬 수 있다. 자동차 현가장치의 진동 모델로 대부분 이 1/4 차량 모델을 선택하는 이유는 그 구조가 간단하여 모델 분석이 용이하고 이해하기 쉬우면서도 4륜의 전차 모델(full-car model)의 중요한 특징들을 잘 반영하며 실제 차량으로 주행했을 때의 분석 결과도 비교적 잘 일치하고 있기 때문이다[7],[8]. 본 논문에서도 이러한 1/4 차량 모델의 장점을 바탕으로 이 모델을 선택하여 제어대상으로 삼았다.

그림 1에서는 1/4 차량 모델을 근거로 한 능동 현가장치 모델을 보여주고 있다. 그 구조는 수동소자들인 스프링, 댐퍼와 병렬로 능동 액추에이터(active actuator)를 설치한 형태를 취하고 있다.

그림 1의 모델을 바탕으로 능동 현가장치의 운동 방정식을 세우면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} M_s \ddot{z}_s &= -K_s(z_s - z_u) - C_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) + U_a \\ M_u \ddot{z}_u &= K_s(z_s - z_u) + C_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) - K_t(z_u - r) - U_a \end{aligned} \quad (1)$$

여기서  $M_s$ 는 스프링 위의 차체 질량(sprung mass),  $M_u$ 는 스프링 아래의 차륜 질량(unsprung mass)을 의미하고,  $K_s$ 는 현가 스프링 계수,  $C_s$ 는 현가 댐퍼 계수, 그리고  $K_t$ 는 타이어를 스프링으로 근사화한 경우의 그 계수를 나타내고 있다. 그리고  $z_s$ 는 차체의 변위,  $z_u$ 는 차륜의 변위,  $r$ 은 노면 외란을 표시한다. 그리고  $U_a$ 는 액추에이터에서 나오는 제어 힘(control force)을 나타낸다.

상태변수들을  $x_1 = z_s$ ,  $x_2 = \dot{z}_s$ ,  $x_3 = z_u$  그리고  $x_4 = \dot{z}_u$ 로 세우면 이에 따른 능동 현가장치의 상태 방정식은 다음과 같다[1].

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= x_2 \\ \dot{x}_2 &= -\frac{1}{M_s} [K_s(x_1 - x_3) + C_s(x_2 - x_4) - U_a] \\ \dot{x}_3 &= x_4 \\ \dot{x}_4 &= \frac{1}{M_u} [K_s(x_1 - x_3) + C_s(x_2 - x_4) - K_t(x_3 - r) - U_a] \end{aligned} \quad (2)$$

수동 현가장치의 상태 방정식은 식 (3)에서  $U_a = 0$ 를 취하면 된다.

앞의 서론에서도 언급했듯이 수동 현가장치의 고정된 설계상수들로는 가변의 주행환경에 대처하는데 한계가 있고, 현가장치에 존재하는 상충관계를 능동적으로 다루지 못하므로 능동 액추에이터를 설치한 능동 현가장치를 사용하여 이들 단

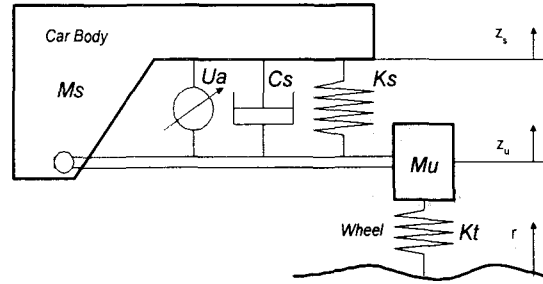


그림 1 1/4 차량 능동 현가장치 모델  
Fig. 1 A quarter-car active suspension model

점들을 해결하도록 한다. 본 논문에서도 능동 현가장치를 제어 대상으로 하여 액추에이터에서 나오는 제어 힘을 제어하는 제어를 구성하고자 한다.

### 2.2 현가장치의 고유 성질

본 절에서는 1/4 차량 모델의 현가장치가 가지고 있는 고유한 성질에 대하여 간략히 소개한다. 식 (1)의 위, 아래의 두 식을 더하면 현가장치 고유의 방정식이 존재하게 된다. 그 결과는 식 (3)과 같다.

$$M_s \ddot{z}_s + M_u \ddot{z}_u = -K_t(z_u - r) \quad (3)$$

위 식의 초기 조건을 0으로 하고 푸리에 변환하여 정리하면 다음 식과 같다.

$$M_s \ddot{z}_s(j\omega) + (K_t - M_u \omega^2) z_u(j\omega) = K_t r(j\omega) \quad (4)$$

식 (4)로부터 Unsprung Mass( $M_u$ )의 공진 주파수 ( $\omega_1 = \sqrt{K_t/M_u}$ )에서 노면 외란( $r$ )에 대한 차체 가속도  $\ddot{z}_s$ 의 전달함수  $H_A$ 의 크기(magnitude)는 다음 식 (5)와 같다.

$$|H_A| = K_t / M_s \quad (\omega_1 = \sqrt{K_t/M_u}) \quad (5)$$

식 (5)와 같이 Unsprung Mass 공진 주파수 근처(wheel-hop 모드)에서는 승차감 판단 지표인 노면 외란에 대한 차체 가속도 전달함수 크기가 어떤 조건에서도 항상 일정함을 알 수 있다. 즉 어떠한 액추에이터를 설치하더라도 wheel-hop 모드에서는 승차감 개선을 바랄 수 없음을 알 수 있다.

그리고 노면 외란( $r$ )에 대한 현가편차( $z_s - z_u$ )의 전달함수를  $H_{ST}$ 라고 하면 식 (4)는 다음 식 (6)과 같이 변환된다.

$$-M_s \omega^2 H_{ST} + \{K_t - \omega^2(M_s + M_u)\} H_u = K_t \quad (6)$$

여기서  $H_u$ 는 노면 외란에 대한 차륜 변위의 전달함수이다. 주파수  $\omega_2 = \sqrt{K_t/(M_s + M_u)}$ 에서 현가편차 전달함수  $H_{ST}$ 의 크기는 다음 식 (7)과 같이 어떤 조건에서도 항상 일정하게 된다.

$$|H_{ST}| = (M_s + M_u) / M_s \quad (\omega_2 = \sqrt{K_e / (M_s + M_u)}) \quad (7)$$

### 3. 현가 제어기 설계

#### 3.1 스카이훅 제어 법칙

그림 2의 (a)와 같이 가상의 부동 프레임을 두고 차체와 그 사이에 댐퍼를 설치하여 그 댐퍼에서 제공해야 하는 힘을 액추에이터가 대신 가해주는 것이 일반적으로 잘 알려진 스카이훅 제어 법칙이고[9] 그림 2의 (b)와 같이 차체뿐만 아니라 차륜에도 가상의 부동 프레임을 두고 댐퍼를 설치한 것이 이중 스카이훅 제어 법칙이다[5].

그림 3의 (a)와 (b)는 각각 노면 외란에 대한 차체 가속도 및 현가편차의 전달함수의 주파수 응답을 보여주고 있다. 차체 가속도 크기가 작을수록 승차감 성능이 우수하다고 판단할 수 있으며, 현가편차 크기가 작을수록 차체 충격을 감소시킬 수 있다. 서론에서도 언급하였듯이 이들 둘 사이의 상충관계이므로 어느 한 쪽이 향상되면 다른 쪽이 손해를 보게 된다. 그림 3에서 보듯이 스카이훅 제어 법칙은 저주파의 노면에서는 우수한 승차감 성능과 양호한 현가편차 성능을 가지지만 식 (7)의  $\omega_2$  주파수 이상이 되면 승차감 성능과 현가편차 성능의 양면에서 수동 현가장치와 차이가 없어진다. 이중 스카이훅 제어 법칙은 전반적으로 승차감에서는 손해를 보지만, 현가편차에서는  $\omega_2$  주파수를 제외하고는 우수한 성능을 보이고 있음을 알 수 있다.

#### 3.2 제안된 제어 기법

본 논문에서 제안된 제어 기법은 현가장치 고유 성질인 승차감과 현가편차 사이의 상충관계를 적절하게 고려한 것으로, 현가편차 성능에서 크게 손해를 보지 않으면서 승차감 개선이 가능한 영역에서는 승차감에 집중하고 승차감 개선이 어렵지만 현가편차 성능 개선이 가능한 영역에서는 현가 편차에 집중하였다.

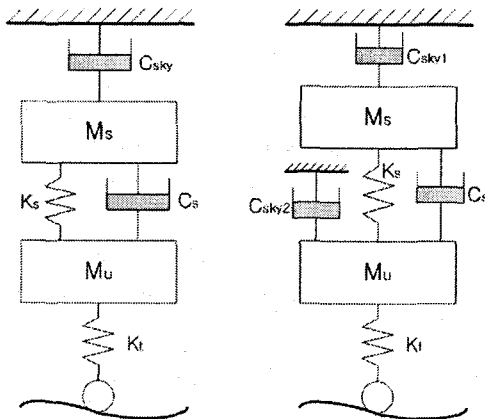


그림 2 (a) 스카이훅 1/4 차량 모델

(b) 이중 스카이훅 1/4 차량 모델

Fig. 2 (a) Quarter-car Model for Skyhook control law

(b) Quarter-car Model for Double-skyhook control law

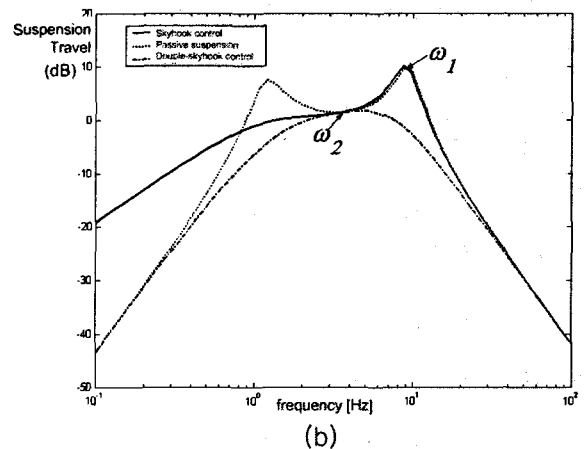
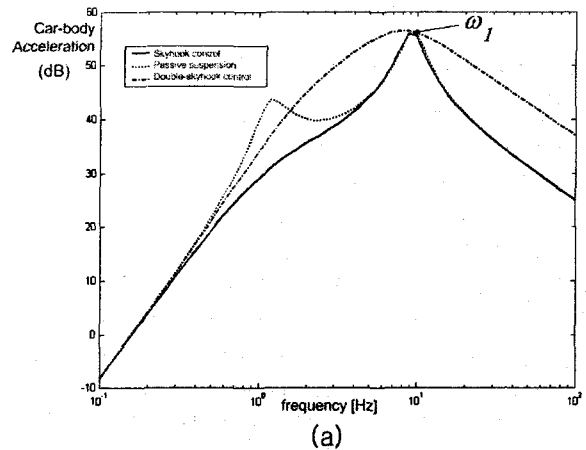


그림 3 (a) 차체 가속도 전달함수( $H_A$ ) 주파수 응답

(b) 현가편차 전달함수( $H_{ST}$ ) 주파수 응답

Fig. 3 (a) Frequency responses of Car body acceleration transfer function( $H_A$ )

(b) Frequency responses of Suspension travel transfer function( $H_{ST}$ )

그림 3의 현가장치 주파수 응답에서 보면  $\omega_2$  이하의 노면 주파수에서는 스카이훅 제어 법칙을 이용한 제어기가 현가편차 성능에서 수동 현가장치와 비교하여 크게 손해를 보지 않으면서 승차감(차체 가속도 응답 참고)에서 매우 우수한 성능을 발휘하는 것을 알 수 있으므로  $\omega_2$  이하의 주파수 노면에서는 스카이훅 제어 법칙으로 제어를 설계한다. 그리고  $\omega_2$  이상으로 노면 주파수가 증가하게 되면 스카이훅 제어기의 승차감이 수동 현가장치보다 더 이상 나가지 않는 상황에서 현가편차 성능 역시 수동 현가장치와 차이가 없게 되므로 현가편차를 감소시키는 것으로 제어 목적을 변환할 필요가 있으며 이를 위하여 현가편차를 효율적으로 줄일 수 있는 이중 스카이훅 제어 법칙을 사용한다.

스카이훅 제어 법칙과 이중 스카이훅 제어 법칙에 의한 액추에이터 출력 힘은 각각 식 (8)과 식 (9)와 같다.

$$F_{sky} = -C_{sky}x_2 \quad (8)$$

$$F_{dsky} = -C_{sky}x_2 + C_{sky}x_4 \quad (9)$$

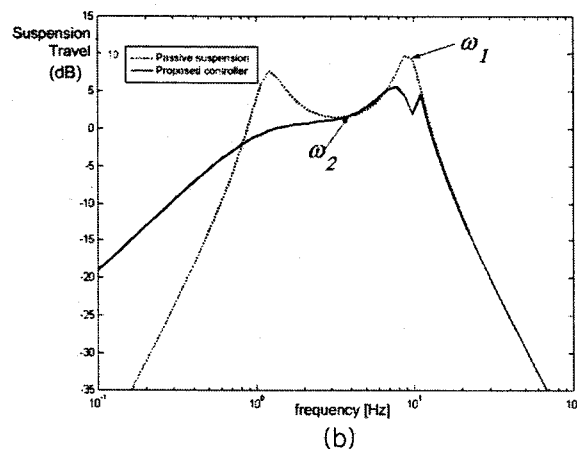
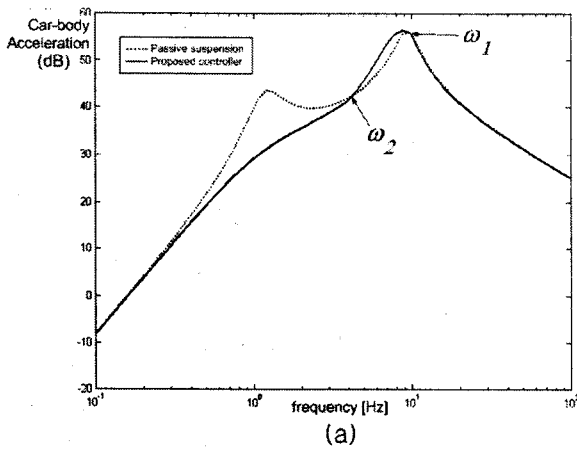


그림 4 (a) 제안된 제어기의 차체 가속도 전달함수( $H_A$ ) 주파수 응답  
(b) 제안된 제어기의 현가편차 전달함수( $H_{ST}$ ) 주파수 응답

Fig. 4 (a) Car body acceleration transfer function( $H_A$ ) frequency response of proposed controller  
(b) Suspension travel transfer function( $H_{ST}$ ) frequency response of proposed controller

제안된 제어 기법에서는 액추에이터 출력 힘을 다음 식 (10)과 같이 설정하여

$$F_{desired} = -C_{sky}x_2 + \rho C_{sky}x_4 \quad (0 \leq \rho \leq 1) \quad (10)$$

$\rho$ 값에 따라 스카이훅 제어와 이중 스카이훅 제어기 사이를 옮겨가도록 하였다.  $\rho$ 는 노면 주파수가  $\omega_2$  이하에서는 0이고  $\omega_2$ 를 초과할 때 증가하기 시작하여 wheel-hop 주파수  $\omega_1$ 에서 최대 1까지 증가한다. 그리고  $\omega_1$  이상에서는 다시 0이 되어 스카이훅 제어기로 복귀한다. 그림 4의 제안된 제어 기법에 의한 주파수 응답에서 보듯이 저주파 영역에서는 승차감을 우선 개선하고 고주파 영역에서는 스카이훅 제어법칙과 승차감을 비슷하게 유지하면서 대신 현가 편차를 줄여서 차 부품을 보호하는 승차감과 현가 편차 사이의 상충관계를 진 주파

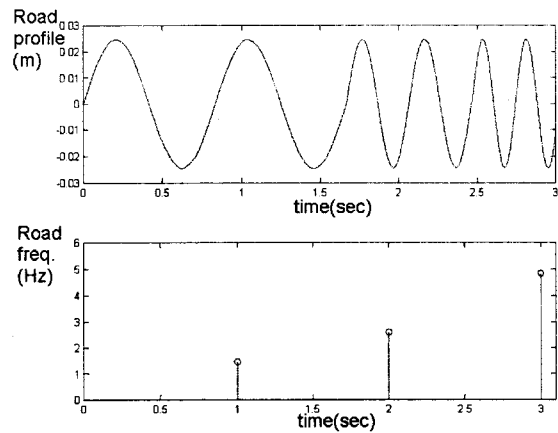


그림 5 Fourier 변환을 이용하여 검출된 노면 주파수  
Fig. 5 The road frequency detected by using Fourier Transform

수 영역에서 잘 고려한 성능을 보이고 있음을 알 수 있다.

### 3.3 노면 주파수 검출

3.2 절에서 도입한  $\rho$ 는 노면 주파수에 따라 변하는 값이므로 이를 위하여 노면 주파수를 검출할 필요가 있다. 이렇게 주행 상황에 대한 판단을 노면 주파수로 설정한 이유는 거리당 고정된 진동수를 가진 도로라 할지라도 그 도로를 지나는 차의 속도가 변하면, 실제 차에 가해지는 노면 주파수가 달라지며 노면 주파수는 unsprung mass 공진 주파수와 같이 차량의 상태 변수들의 진동에 큰 영향을 미치기 때문이다[4].

LVDT 센서를 이용하여 측정할 수 있는 차체 변위와 차축 변위의 차이인 현가편차 값을 이용하여 Fourier 변환을 통해 노면 주파수를 검출한다. 파워 스펙트럼이 가장 큰 지배 주파수를 찾는 방법으로 노면 주파수를 검출한 결과를 다음의 그림 5에서 보여 준다.

### 3.4 기준 힘 추종

3.2 절에서 제안하는 제어 기법을 통해 정해지는 액추에이터 출력의 기준 힘은 식 (10)과 같이  $F_{desired} = -C_{sky}x_2 + \rho C_{sky}x_4$  ( $0 \leq \rho \leq 1$ )으로 정해진다. 이 기준 힘을 추종하기 위하여 본 논문에서는 슬라이딩 제어기[3]를 사용하였다.

슬라이딩 제어기는 기본적으로 비선형 시스템에 대하여 변환 선형화하는 형태이다. 예를 들어서 다음과 같은 일차 비선형 시스템이 주어진다고 할 때 그 입력은  $u$ 이고 출력  $y = x(t)$ 이다.

$$\dot{x} = f(x) + g(x)u \quad (11)$$

식 (11)의 입력을 다음과 같이 구성하면

$$u = \frac{1}{g(x)} (-f(x) + v) \quad (12)$$

결과적으로 식 (11)은  $x = v$ 의 형태로 선형화된다. 여기서  $v$ 는 설계자가 원하는 시스템 성능을 얻기 위하여 선택하는 임의의 설계값이다. 강인한 궤환 선형화 제어를 설계하기 위하여 슬라이딩 제어 기법을 도입한다. 실제 출력과 원하는 출력 사이의 오차를 가지고 슬라이딩 평면을 정의하면 식 (13)과 같다.

$$s(x, t) = x_{actual} - x_{desired} \quad (13)$$

시스템이 강인성을 만족시키려면 다음과 같은 조건을 만족하여야 한다.

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{1}{2} s^2 \right) = s \dot{s} \leq -\eta s^2, \eta > 0 \quad (14)$$

식 (14)의 조건을 만족시키기 위하여 입력을 구할 때 식 (12)의  $v$ 를 다음과 같이 설정한다.

$$v \equiv -Ks + \dot{x}_{desired}, K \geq \eta \quad (15)$$

앞 과정의 식 (11)~(15)을 능동 현가장치의 비선형 수압 액추에이터에 적용한다. 먼저 수압 액추에이터 운동 방정식은 다음과 같다.

$$\dot{x}_5 = -\beta x_5 - aA(x_2 - x_4) + \gamma x_6 \sqrt{P_s - \text{sgn}(x_6)x_5} \quad (16)$$

$$\dot{x}_6 = \frac{1}{\tau} (-x_6 + u) \quad (17)$$

여기서  $x_5$ 는 액추에이터 피스톤 내의 부하 압력이고  $A$ 는 피스톤 단면적이므로 식 (2)의 액추에이터 출력 힘은  $U_a = Ax_5$ 가 된다.  $x_6$ 는 액추에이터 스톱 변위이며  $u$ 는 액추에이터 입력인 서보밸브 입력이다.

식 (16)의 부하 압력 관련 비선형 식에 대하여 3.2 절에서 정의된 액추에이터 출력 힘  $F_{desired}$ 를 추종하도록 슬라이딩 평면을  $s_1 = x_5 - F_{desired}/A$ 로 하면  $v_1 = -K_1 s_1 + \dot{x}_{5,desired}$ 이 되고 식 (12) 형태로 식 (16)의 원하는 입력  $x_{6,desired}$ 를 구한다.

$$x_{6,desired} = \frac{1}{\gamma \sqrt{P_s - \text{sgn}(x_6)x_5}} (\beta x_5 + aA(x_2 - x_4) + \dot{x}_{5,desired} - K_1 s_1) \quad (18)$$

이제 서보 밸브 입력( $u$ )과 스톱 변위 출력( $x_6$ )에 관한 식 (17)에 대하여 식 (18)에서 주어진  $x_{6,desired}$ 를 추종하기 위하여 슬라이딩 평면을  $s_2 = x_6 - x_{6,desired}$ 로 하면  $v_2 = -K_2 s_2 + \dot{x}_{6,desired}$ 이 되고 식 (12) 형태로 식 (17)의 원하는 입력  $u$ 를 구한다.

$$u = x_6 + \tau (\dot{x}_{6,desired} - K_2 s_2) \quad (19)$$

표 1 수압 액추에이터를 가지는 능동 현가장치 파라미터  
Table 1 Parameters of active suspension with hydraulic actuator

$M_s$	290 kg	$A$	$3.35e-4 \text{ m}^2$
$M_u$	59 kg	$a$	$4.515e13 \text{ N/m}^5$
$C_s$	3,000 N/m/sec	$\beta$	1.00
$K_s$	16,812 N/m	$\gamma$	$1.545e9 \text{ N/(m}^{5/2} \text{ kg}^{1/2})$
$K_t$	190,000 N/m	$P_s$	10,342,500 Pa

#### 4. 시뮬레이션 결과

제안된 제어기의 성능을 평가하기 위하여 표 1의 능동 현가장치와 수압 액추에이터의 파라미터들을 가지고 기타 제어기와 비교하는 시뮬레이션을 시행하였다. 비교 대상은 액추에이터가 없는 능동 현가장치이다.

3.2절에서 제안된 기준 힘을 계산하기 위해서는  $x_2$ 와  $x_4$  값이 필요하다. 이들은 차체와 차축에 설치된 가속도 센서 (accelerometer)를 통해 측정된  $\ddot{z}_s = \dot{x}_2$ 과  $\ddot{z}_u = \dot{x}_4$  값을 적분하여 구한다. 식 (17)의 시정수  $\tau$ 를 0.003초로 하여 액추에이터 출력이 기준 힘을 추종한 결과를 그림 6에서 보여 준다.

그림 7은 0.0245m의 크기로 저주파수(1Hz~4Hz)로 진동하는 노면 외란 입력에서의 각 현가장치의 성능을 비교한 것이다. 실선은 제안된 제어기에 의한 능동 현가장치를 사용한 결과이고 점선은 수동 현가장치의 결과이다. 결과에서 볼 때 4 Hz(근처 주파수) 이하에서, 제안된 제어기는 스카이훅 제어 기법을 사용하여 승차감과 현가편차에서 수동 현가장치에 비하여 우수한 성능(둘 다 작을수록 우수)을 발휘하는 것을 확인할 수 있다.

그림 8은 중간 주파수(5Hz~7Hz) 영역의 노면 입력에서의 각 현가장치의 성능을 비교한 것이다. 4Hz를 초과하면, 제안된 제어기는 가 커지면서 이중 스카이훅 제어기를 사용하기 시작하므로 승차감에서 다소 손해를 보지만 스카이훅 제어가 해결하지 못한 현가편차 진폭을 줄여 가면서 차 부품 손실 및 조종 성능을 향상 시킨다.

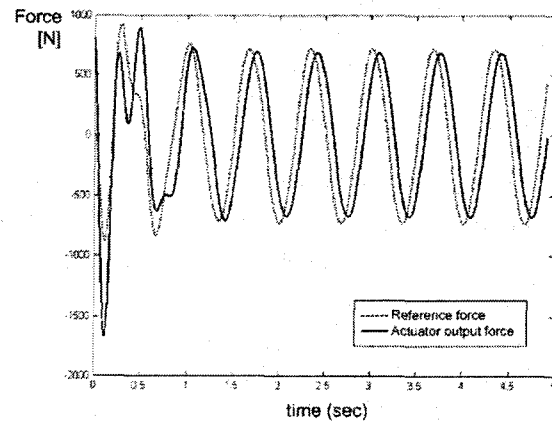


그림 6 액추에이터 힘 추종 결과  
Fig. 6 The result of the actuator force tracking

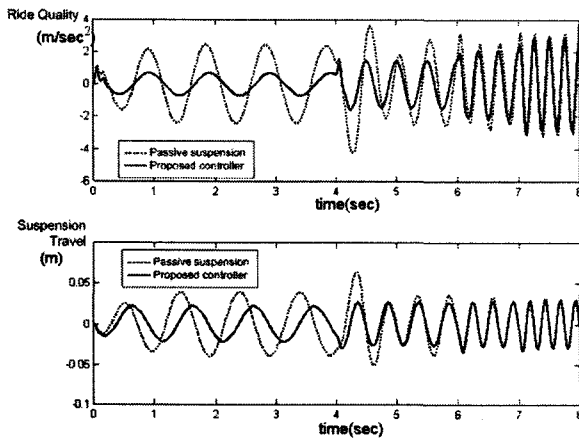


그림 7 저주파 노면 입력(1~4Hz) 노면 입력에 대한 결과  
 Fig. 7 Responses of low frequency region(1~4Hz) road input

그림 9는 고주파수(8Hz~11Hz)를 가진 노면 입력에서의 각 현가장치의 성능을 비교한 것이다. 현가장치는 10Hz 근방의 wheel-hop 모드에서는 어떠한 제어기로도 승차감을 개선할 수 없게 된다. 제안된 제어기는 고주파 영역에서 완전한 이중 스카이훅 제어기로 변환되어 승차감 성능을 큰 차이 없이 유지하면서 현가편차 성능 개선에 큰 효능을 보이고 있음을 알 수 있다.

5. 결 론

본 논문에서는 주행 환경의 변화에 적응하여, 상충관계에 있는 제어 목적들 중에서 현 상황에 집중해야 하는 제어 목적을 선택하는 능동 현가장치 제어를 설계하였다. 주행 환경의 판단은 노면의 진동 주파수를 선정하였는데 그 이유는 차량의 상태 변수들의 진동 현상이 노면 주파수의 영향을 많이 받기 때문이다. 저주파 영역에서는 승차감 개선에 집중하여 차체 가속도를 효과적으로 줄일 수 있는 스카이훅 제어법

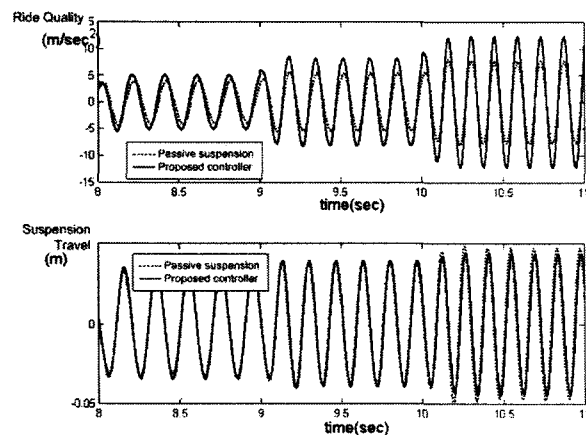


그림 8 중간 주파수 노면 입력(5~7Hz) 노면 입력에 대한 결과  
 Fig. 8 Responses of medium frequency region(5~7Hz) road input

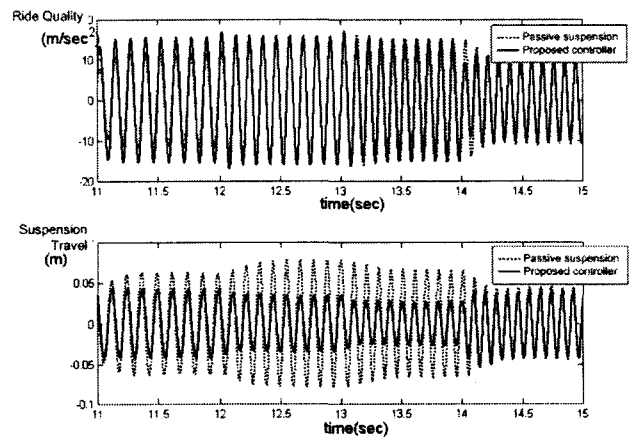


그림 9 고주파 노면 입력(8~11Hz) 노면 입력에 대한 결과  
 Fig. 9 Responses of high frequency region(8~11Hz) road input

칙을 사용하고 wheel-hop 모드 근처의 고주파로 갈수록 승차감이 능동 제어가 되지 않으므로 차체 보호와 주행 안정성 개선에 집중하여 현가편차를 효과적으로 줄일 수 있는 이중 스카이훅 제어 법칙을 사용하였다. 두 제어 법칙 사이의 임계치로는 어떤 제어기로도 현가편차 크기가 일정하게 되는 지점의 주파수를 선택하였고 급격한 변동을 막기 위하여 이중 스카이훅 제어 법칙에 사용되는 게인 값이 주파수의 증가에 비례하여 증가하도록 하였다. 비선형 시스템인 수압 액추에이터가 제안된 제어 기법으로 정해지는 기준 출력값을 추종하기 위하여 슬라이딩 제어 기법을 사용하였고 주행 상황을 판단하는 정보가 되는 노면 주파수를 검출하기 위하여 Fourier 변환을 사용하였다.

구조가 간단하며 모델 분석이 용이하면서도 전차 모델 특성을 잘 반영하는 1/4 차량구조 모델에 실제 차량에서 사용하는 파라미터들을 사용하여 시뮬레이션을 하였으며 그 결과 현가장치의 설치 목적들에 존재하는 고유 상충관계를 전 주파수 영역에 걸쳐서 잘 고려하여 현가장치의 성능을 향상시키는 것을 확인하였다.

참 고 문 헌

- [1] J. S. Lin and I. Kanellakopoulos, "Nonlinear design of active suspensions," *J. of IEEE Control Systems*, pp. 45- 59, June, 1997.
- [2] Venhovens, "The Development and Implementation of Adaptive Semi-Active Suspension Control," *Vehicle System Dynamics*, 23, pp. 211-235, 1994.
- [3] C. Yue, T. Butsuen, and J. K. Hedrick, "Alternative control laws for automotive active suspensions," *Trans. of ASM E J. of Dynamic Systems, Measurement and Control*, vol. 111, pp. 286- 291, June, 1989.
- [4] 우승훈, 류제하, "이중 스카이훅 알고리즘을 사용한 반응동 현가장치의 제어기 설계," 한국 자동차 공학회 1996년도 추계 학술대회 논문집, pp. 583- 588.
- [5] J. J. E. Slotine and W. Li, *Applied Nonlinear Control*,

Prentice-Hall, 1991.

[6] Peter Vas, *Vector Control of AC Machines*, Clarendon press, Oxford, 1990.

[7] Andrzej M. Trzynadlowski, *The Field Orientation Principle in Control of Induction Motors*, Kluwer Academic Publishers, 1994.

[8] Karnopp, D. C., Crosby, M. J. and Harwood, R. A., "Vibration control using semi-active force generators," *ASME Journal of Engineering for Industry*, Vol. 96, No. 2, pp. 619-626, 1974.

저 자 소 개



**전 중 민(千宗珉)**

1973년 12월 4일 생. 1996년 부산대학교 전기공학과 졸업. 1999년 동 대학원 전기공학과 졸업(석사). 2001년 현대중공업 전기전자시스템 사업부. 2001년~현재 한국전기연구원 근무. 2005년 현재 계측 제어연구그룹 연구원.

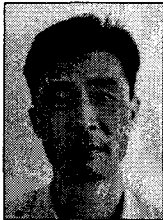
Tel : 055-280-1449,  
Fax : 055-280-1476  
E-mail : jmcheon@keri.re.kr



**최 영 규(崔瑩奎)**

1957년 6월 18일 생. 1980년 서울대학교 전기공학과 졸업. 1982년 한국과학기술원 전기 및 전자공학과 졸업(석사). 1987년 동 대학원 전기 및 전자공학과 졸업(공학). 1990~1991년 CALTECH Visiting Scholar. 1998~1999년 Univ. of Southwestern Louisiana Visiting Scholar. 현재 부산대학교 공대 전자전기정보컴퓨터공학부 교수.

Tel : 051-510-2371,  
Fax : 051-513-0212  
E-mail : ykichoi@pusan.ac.kr



**이 중 무(李鍾武)**

1960년 2월 11일 생. 1983년 영남대학교 전기공학과 졸업. 1986년 동 대학원 전기공학과 졸업(석사). 1986년~현재 한국전기연구원 근무. 2005년 현재 한국전기연구원 계측제어연구그룹 Technical Leader.

Tel : 055-280-1471  
Fax : 055-280-1476  
E-mail : jmlee@keri.re.kr



**권 순 만(權淳萬)**

1958년 1월 26일 생. 1982년 부산대학교 전기공학과 졸업. 1984년 동 대학원 전기공학과 졸업(석사). 1999년 Washington University 졸업(박사). 1984년~현재 한국전기연구원 근무. 2005년 현재 한국전기연구원 계측제어연구그룹장.

Tel : 055-280-1441  
Fax : 055-280-1476  
E-mail : smk@keri.re.kr