

맥퍼슨형 반능동 현가장치의 노면적응형 스카이훅 제어와 HILS

박배정*, 홍금식**

Road Adaptive Skyhook Control and HILS for Semi-Active Macpherson Suspension Systems

Bae-Jeong Park*, Keum-Shik Hong**

ABSTRACT

In this paper, a modified skyhook control for the semi-active Macpherson suspension system is investigated. A new model for the semi-active type suspension, which incorporates the rotational motion of the unsprung mass, is introduced and an output feedback control law using the skyhook control method is derived. The gains in the skyhook controller are adaptively adjusted by estimating the road conditions. Because two vertical acceleration sensors, one for the sprung mass and another for the unsprung mass, are used rather than using the angle sensor for the rotational motion of the control arm, the relative velocity of the rattle space is filtered using the acceleration signals. For testing the control performance, the actual damping force has been incorporated via the hardware-in-the-loop simulations. The performances of a passive damper and a semi-active damper are compared. Simulation results are provided.

Key Words : Macpherson strut suspension (맥퍼슨형 현가장치), semi-active suspension (반능동 현가장치), skyhook control (스카이훅 제어), hardware-in-the-loop simulation (HIL 시뮬레이션)

1. 서론

현가장치는 차량의 무게지지, 노면으로부터 발생하는 진동의 차단, 타이어나 노면과의 접지력 유지 등의 역할을 한다. 이러한 현가장치는 제어입력의 유무에 따라 크게 능동현가장치와 수동현가장치로 나눌 수 있다. 능동현가장치는 제어력을 발생시키는 방법에 따라 반능동(semi-active)형과 (완전)능동(full-active)형으로 구분할 수 있다. 반능동

형은 오리피스(orifice)의 조절에 따른 감쇠력의 증감으로 제어력을 발생시키는 현가장치이며, 능동형은 피스톤의 양쪽으로 유압을 공급하여 제어력을 발생시키는 현가장치이다. 그러나 능동현가장치는 에너지 소모가 크고 고가의 부품을 필요로 하므로 능동현가장치와 유사한 성능을 보이는 반능동현가장치에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다⁽¹⁻⁵⁾. 현가장치의 성능은 차량의 주행특성으로 결정되는 승차감과 조향안정성의 두 가지 측면에서 매우 중요

* 부산대학교 대학원 지능기계공학과

** 부산대학교 기계공학부 및 기계기술연구소(RIMT)

한 영향을 미친다. 이러한 성능은 차체의 가속도, 현가장치의 작동에 필요한 공간(rattle space), 동적 타이어힘(dynamic tire force) 등에 의해서 결정이 되는데, 능동 및 반능동 현가장치를 채택하는 주된 목적은 승차감 및 조향안정성의 향상에 있다.

현가장치의 제어기설계를 위한 기존의 1/4 차량의 모델은 현가장치를 오직 차체질량과 차축질량의 상하방향 운동으로만 나타내는 단순한 형태로써 다양한 형태의 현가장치들을 대표하지 못한다. 특히 맥퍼슨형 현가장치에 대한 기존의 모델링에서는 컨트롤암(control arm)이 현가장치와 차체를 연결하는 또 하나의 요소라는 점이 완전히 생략되고 있다. 맥퍼슨형 현가장치에 대한 모델링이 Jonsson⁽⁶⁾과 Stensson 외 2인⁽⁷⁾에 의해서 소개된 바 있지만, 이들은 동역학 해석에 적합한 것으로서 제어기설계를 위한 목적으로는 적절하지 못하다. 따라서, 맥퍼슨형 현가장치에 대한 제어지향 모델링이 절실히 요구된다. 이러한 관점에서 맥퍼슨형 현가장치에 대한 제어지향 모델링이 Hong 외 6인⁽⁸⁾에 의해서 유도된 바 있다. 그러나, Hong 외 6인⁽⁸⁾의 연구에서는 능동현가장치의 제어기 설계에 대해서만 초점이 맞추어져 있다. 본 연구에서는 참고문헌⁽⁸⁾에 대한 계속되는 연구로, 맥퍼슨형 반능동현가장치에 대한 모델링 및 실용적인 제어기 설계에 대해서 다룬다.

반능동현가장치의 제어기 설계시에는 현가장치의 동특성 외에 가변댐퍼의 동특성도 함께 고려되어야 한다. 왜냐하면 가변댐퍼는 실제 제어력을 발생시키는 작동기이며 고유의 비선형성을 가지기 때문이다. 이러한 관점에서 HILS (hardware-in-the-loop simulation) 구현을 통한 반능동 현가장치의 해석이 필요하게 된다. 구체적으로 HILS란 관심이 있는 연구대상을 실제 하드웨어로 사용하고 나머지 부분을 소프트웨어로 구현하는 것을 말하는데, 실제 차량에 장착하기 전에 제어알고리즘을 시험하거나 여러 매개변수들에 대한 특성을 파악하기에 알맞은 시뮬레이션 방법이다⁽⁹⁻¹²⁾. 최근 컴퓨터 응용 제어시스템 개발(CACSD: computer aided control system design)이 활발히 진행되고 있고, 이러한 개념의 바탕위에 HILS 기법이 도입됨으로써 제어시스템의 개발에 있어서도 RP(rapid prototyping)의 개념이 정립되고 있다^(10,13). 특히, 제어시스템의 개발에 있어서 RP는 RCP(rapid control prototyping)라 명명되어지며⁽¹³⁾, 실제 제어시스템에 새로운 제어알고리즘을 신속히 시험해 볼 수 있는 방법이다. 따라

서, 이러한 RCP와 HILS의 기법을 이용하면 제어시스템의 설계에서 제어기의 상품화까지의 단계가 평행하게 진행되기 때문에 총 개발기간의 단축 및 개발비용을 절감할 수 있으며, 시스템의 성능개선 및 신뢰성의 확보에도 지속적인 대비가 가능해진다.

본 논문의 목적은 맥퍼슨형 반능동 현가장치의 새로운 모델링에 대한 실용적인 제어문제의 설정, 수정된 스카이훅의 개념을 통한 제어기설계 및 RCP와 HILS 기법을 이용한 제어기의 구현에 있다.

본 논문의 구성을 요약하면, 2절에서는 맥퍼슨형 반능동 현가장치에서 차축질량의 회전운동을 고려한 새로운 모델링이 제시된다. 3절에서는 반능동 현가장치의 실용적인 제어문제가 설정되고, 노면 해석을 통한 수정된 스카이훅 제어기가 설계된다. 또한, 제시되는 스카이훅 제어기의 실차작용을 위한 필터가 설계된다. 4절에서는 스카이훅 제어기로부터 발생하는 제어력을 연속가변형 댐퍼가 추종하도록 하기 위하여 그 특성이 분석된다. 5절에서는 RCP의 개념을 응용한 HILS 구현을 통하여 수동 현가장치와 반능동 현가장치의 제어성능이 비교되며, 6절에서 결론이 기술된다.

2. 맥퍼슨형 반능동 현가장치의 모델링

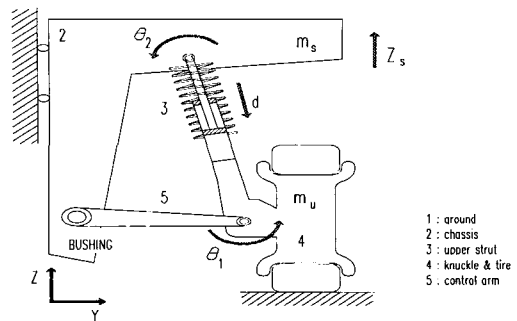


Fig. 1 A schematic diagram of the Macpherson suspension system

Fig. 1은 맥퍼슨형 현가장치에서 나타나는 운동을 도식화한 것이다. 현가장치의 운동에 관여하는 것으로는 차체, 코일스프링, 댐퍼, 차축 및 타이어, 컨트롤암 그리고 외란 (탑승인원 또는 물건) 등이 있다. 여기서 컨트롤암의 질량을 고려하고 컨트롤암과 차체와의 연결부위가 부싱(bushing)이라고 가

정하면 전체 시스템은 4 자유도가 되며, 이때 일반화된 좌표계(generalized coordinates)는 z_s , d , θ_1 , θ_2 가 된다.

그러나, 실제적으로 컨트롤암의 질량은 차체질량 또는 차축질량과 비교할 때 매우 작으므로 무시할 수 있고, 컨트롤암이 차체와 차축을 핀조인트로 연결한다고 가정하면 Fig. 2와 같이 2 자유도의 기구학 모델이 얻어진다⁽⁸⁾. Hong 외 6인⁽⁸⁾은 Fig. 2에 대한 운동방정식을 유도한 바 있으며, 본 논문에서는 그 결과를 연속가변형 댐퍼를 장착한 반능동현가장치에 적합하도록 다음과 같이 수정한다. 이제, 일반화된 좌표계 $q_1 \equiv z_s$, $q_2 \equiv \theta$ 에 대해서 운동방정식을 구하면 다음과 같다.

$$(m_s + m_u) \ddot{z}_s + m_u l_C \cos(\theta - \theta_0) \ddot{\theta} - m_u l_C \cdot \sin(\theta - \theta_0) \dot{\theta}^2 + k_s (z_s + l_C (\sin(\theta - \theta_0) - \sin(-\theta_0)) - z_r) = 0 \quad (1)$$

$$m_u l_C^2 \ddot{\theta} + m_u l_C \cos(\theta - \theta_0) \ddot{z}_s + k_t l_C \cos(\theta - \theta_0) \cdot (z_s + l_C (\sin(\theta - \theta_0) - \sin(-\theta_0)) - z_r) - \frac{1}{2} k_s \cdot \sin(\alpha' - \theta) \left[b_1 + \frac{d_1}{(c_1 - d_1 \cos(\alpha' - \theta))^{1/2}} \right] = -l_B f_s \quad (2)$$

여기서,

$$a_1 = l_A^2 + l_B^2$$

$$b_1 = 2l_A l_B$$

$$c_1 = a_1^2 - a_1 b_1 \cos(\alpha + \theta_0)$$

$$d_1 = a_1 b_1 - b_1^2 \cos(\alpha + \theta_0)$$

$$\alpha' = \alpha + \theta_0$$

이며, 시뮬레이션시 사용되는 제원은 다음과 같다.

제원: m_s =차체질량 (sprung mass, 453 Kg); m_u =차축질량 (unsprung mass, 71 Kg); k_s =코일스프링의 스프링상수 (spring constant, 17658 N/m); k_t =타이어의 스프링상수 (spring constant of a tire, 183887 N/m); f_s =연속가변형 댐퍼의 감쇠력 (damping force, N); l_A =O점에서 A점까지의 거리 (0.66 m); l_B =O점에서 B점까지의 거리 (0.34 m); l_C =컨트롤암의 길이 (0.37 m); α = \overrightarrow{OA} 와 수평축(y축)이 이루는 각(74°); θ_0 =정적평형상태에서 수평축(y축)과 컨트롤암이 이루는 각(-20).

주석 1: 상기의 제원은 국내의 자동차회사에서 생산하는 실제의 차량자료를 근거로 한 것이다.

주석 2: (1)-(2)와 Hong 외 6인⁽⁸⁾의 결과에서 나타나는 차이점은 현가장치 모델의 제어입력이다. (1)-(2)에서 제어입력은 수동댐퍼의 감쇠력까지 포함된 반능동현가장치의 감쇠력이지만, Hong 외 6인⁽⁸⁾에서의 제어입력은 능동제어력으로서 수동댐퍼의 감쇠력은 별도로 나타나고 있다.

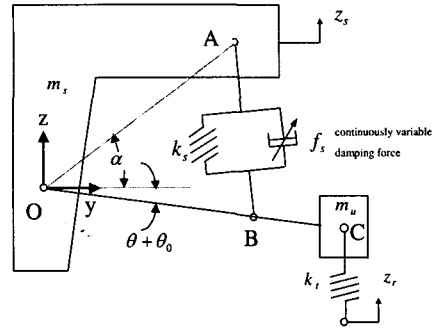


Fig. 2 A kinematic diagram of Fig. 1 depicting the semi-active control force, i.e. continuously variable damping force

이제, (1)-(2)에 대해서 다음과 같은 상태변수를 도입하자.

$$x_1 = z_s : \text{차체질량의 변위}$$

$$x_2 = \dot{z}_s : \text{차체질량의 속도}$$

$$x_3 = \theta : \text{컨트롤암의 각변위}$$

$$x_4 = \dot{\theta} : \text{컨트롤암의 각속도}$$

위의 상태변수로부터 시스템의 상태방정식은 다음과 같이 나타내어진다.

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= x_2 \\ \dot{x}_2 &= f_1(x_1, x_2, x_3, x_4, f_s, z_r) \\ \dot{x}_3 &= x_4 \\ \dot{x}_4 &= f_2(x_1, x_2, x_3, x_4, f_s, z_r) \end{aligned} \quad (3)$$

여기서,

$$f_1 = \frac{1}{g_1(x_3)} \left\{ m_u l_C^2 \sin(x_3 - \theta_0) x_4^2 - \frac{1}{2} k_s \cdot \sin(\alpha' - x_3) \cdot \cos(x_3 - \theta_0) g_3(x_3) - k_t l_C \cdot \sin^2(x_3 - \theta_0) z(\cdot) + l_B f_s \cos(x_3 - \theta_0) \right\}$$

$$f_2 = \frac{-1}{g_2(x_3)} \left\{ m_u^2 l_C^2 \sin(x_3 - \theta_0) \cos(x_3 - \theta_0) x_4^2 - \frac{1}{2} (m_s + m_u) k_s \sin(\alpha' - x_3) g_3(x_3) + m_s k_l l_C \cos(x_3 - \theta_0) z(\cdot) + (m_s + m_u) l_B f_s \right\}$$

$$g_1(x_3) = m_s l_C + m_u l_C \sin^2(x_3 - \theta_0)$$

$$g_2(x_3) = m_s m_u l_C^2 + m_u^2 l_C^2 \sin^2(x_3 - \theta_0)$$

$$g_3(x_3) = b_l + \frac{d_l}{(c_l - d_l \cos(\alpha' - x_3))^{1/2}}$$

$$z(\cdot) = x_1 + l_C (\sin(x_3 - \theta_0) - \sin(-\theta_0)) - z_r$$

이다.

상태방정식 (3)을 평형상태 $x_e = [x_{1e}, x_{2e}, x_{3e}, x_{4e}]^T = [0, 0, 0, 0]^T$ 에서 선형화하면 다음과 같다.

$$\dot{x} = A x(t) + B_1 f_s + B_2 z_r(t), \quad x(0) = x_0 \quad (4)$$

여기서,

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ a_{21} & 0 & a_{23} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ a_{41} & 0 & a_{43} & 0 \end{bmatrix}$$

$$B_1 = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{l_B \cos(-\theta_0)}{g_1(0)} \\ 0 \\ -\frac{(m_s + m_u) l_B}{g_2(0)} \end{bmatrix}$$

$$B_2 = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{k_l l_C \sin^2(-\theta_0)}{g_1(0)} \\ 0 \\ \frac{m_s k_l l_C \cos(-\theta_0)}{g_2(0)} \end{bmatrix}$$

$$a_{21} = \frac{-k_l l_C \sin^2(-\theta_0)}{g_1(0)}$$

$$a_{41} = \frac{-m_s k_l l_C \cos(-\theta_0)}{g_2(0)}$$

$$a_{23} = \frac{1}{g_1(0)^2} \left[\left\{ \frac{1}{2} k_s \left(b_l + \frac{d_l}{(c_l - d_l \cos(\alpha'))^{1/2}} \right) \cdot (\cos(\alpha' + \theta_0) - \frac{1}{2} k_s \sin \alpha' \cos(-\theta_0)) \cdot \left(\frac{d_l^2 \sin \alpha'}{2(c_l - d_l \cos \alpha')^{3/2}} \right) - k_l l_C^2 \sin^2(-\theta_0) \right. \right. \\ \left. \cdot \cos(-\theta_0) g_1(0) + m_u k_s l_C \sin \alpha' \sin(-\theta_0) \right. \\ \left. \cdot \cos^2(-\theta_0) \left(b_l + \frac{d_l}{(c_l - d_l \cos \alpha')^{1/2}} \right) \right]$$

$$a_{44} = \frac{-1}{g_2(0)} \frac{(m_s + m_u) c_p b_l^2 \sin^2 \alpha'}{4(c_l - b_l \cos \alpha')}$$

$$a_{43} = \frac{-1}{g_2(0)^2} \left[\left\{ \frac{1}{2} (m_s + m_u) k_s \cos \alpha' (b_l + \frac{d_l}{(c_l - d_l \cos \alpha')^{1/2}}) - \frac{1}{2} (m_s + m_u) k_s \sin \alpha' \cdot \left(\frac{d_l^2 \sin \alpha'}{2(c_l - d_l \cos \alpha')^{3/2}} \right) + m_s k_l l_C^2 \cos(-\theta_0) \right\} \cdot g_2(0) + \frac{1}{2} (m_s + m_u) m_u^2 k_s l_C^2 \sin \alpha' \sin(-\theta_0) \cdot \left(b_l + \frac{d_l}{(c_l - d_l \cos \alpha')^{1/2}} \right) \right]$$

이다.

주석 3: 차체질량과 차축질량의 상하방향 운동으로만 표현되는 기존의 모델⁽¹⁶⁾과 (4)를 비교할 때, 만일 (4)에서 $l_B = l_C$, $l_B = l_A \cos \alpha$, $\theta_0 = 0^\circ$ 이면 두 개의 모델의 전달함수가 정확히 일치한다. 따라서, 기존의 모델은 (4)의 특수한 경우임을 알 수 있다⁽⁸⁾.

이제, 보조출력변수를 $y' = [\dot{z}_s \ \theta \ \dot{\theta}]^T$ 로 정의하면, 다음의 출력방정식이 얻어진다.

$$y'(t) = C x(t) + D_1 f_s + D_2 z_r \quad (5)$$

여기서,

$$C = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ a_{41} & 0 & a_{43} & a_{44} \end{bmatrix}$$

$$D_1 = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -\frac{(m_s + m_u) l_B}{g_2(0)} \end{bmatrix}$$

$$D_2 = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{m_s k_l l_C \cos(-\theta_0)}{g_2(0)} \end{bmatrix}$$

이다.

주석 4: 실제로 측정되는 것은 차체의 수직가속도 \ddot{z}_s 뿐이며, 이를 적분함으로써 차체의 수직속도 \dot{z}_s 을 계산할 수 있다. 출력변수에 θ 및 $\dot{\theta}$ 를 포함시킨 것은 현가장치의 상대속도 $\dot{\Delta}l$ 을 계산하기 위해서이며, $\dot{\Delta}l$ 은 다음과 같은 관계식으로부터 계산된다⁽⁸⁾.

$$\dot{\Delta}l = \frac{b_l \sin(\alpha' - \theta) \dot{\theta}}{2(a_l - b_l \cos(\alpha' - \theta))^{1/2}} \equiv f(\theta, \dot{\theta}) \quad (6)$$

주석 5: 컴퓨터 시뮬레이션 혹은 가변댐퍼의 실

제의 감쇠력만 시뮬레이션 시에 포함시킨 HILS 단계까지는 \dot{z}_s 이 (6)과 같이 계산될 수 있다. 그러나 실차적용 단계에서는 최소의 센서만을 사용하는 것이 가격경쟁력이 있으므로 (6)의 계산에 필요한 θ 혹은 $\dot{\theta}$ 는 측정되지 않는다. 따라서, 차체의 수직가속도만의 데이터로부터 다음의 3.4절에서 기술되는 바와 같이 \dot{z}_s 은 추정되게 된다.

이제, 최종적인 차체의 절대속도 \dot{z}_s 및 현가장치 상대속도 \dot{z}_r 을 되먹임하기 위한 다음의 관계식이 얻어진다.

$$y = \begin{bmatrix} \dot{z}_s \\ \dot{z}_r \end{bmatrix} = F(z_s, \theta, \dot{\theta}) = \begin{bmatrix} \dot{z}_s \\ f(\theta, \dot{\theta}) \end{bmatrix} \quad (7)$$

3. 수정된 스카이훅 제어

3.1 제어문제의 설정

현가장치의 승차감 향상을 위해서 많은 제어기법들이 적용되고는 있지만⁽¹⁴⁻¹⁶⁾, 승차감 향상을 위한 가장 단순하면서도 효과적인 제어방법은 Karnopp의 2인⁽¹⁾이 제안한 스카이훅 제어이다. 그러나, Karnopp의 2인⁽¹⁾의 최초의 스카이훅 제어는 승차감 향상에만 초점이 맞추어진 것으로 차량의 조향안정성을 저하시킬 가능성이 있다. 이러한 문제의 해결을 위하여, Besinger의 2인⁽²⁾ 및 Novak과 Valasek⁽³⁾은 수정된 개념의 스카이훅 제어기법들을 소개하고 있다. 상태되먹임 제어구조를 취할 경우 상태관측기를 이용하면 모든 상태변수들에 대한 정보가 적은 수의 측정변수들로부터 재구성될 수 있지만, 이러한 경우 차량모델에 대한 연산이 필요하므로 고가의 전자제어장치(ECU)가 요구된다. 따라서, 제어시스템의 가격경쟁력을 얻기 위해서는 스카이훅 제어와 같이 간단한 제어구조를 취하는 것이 바람직하다.

본 절에서는 수정된 개념의 스카이훅 제어기법을 이용한 맥퍼슨형 반동능현가장치의 새로운 모델링에 대한 제어기설계에 대해서 다룬다. 스카이훅 제어개념을 (4)-(7)에 적용할 때 전체 제어시스템의 블록선도는 Fig. 3과 같이 출력되먹임 구조가 된다. Fig. 3은 실제 차량상태에서의 신호흐름선도라기 보다는 제어기 개발을 위한 컴퓨터 시뮬레이션용 그리고 HILS를 위한 신호흐름선도이다. 그 이유는 노면외란이 직접적으로 플랜트 및 gain scheduler를

통하여 제어기에 영향을 미치도록 구성되어 있는데, 노면외란은 실제로는 측정할 수 없는 불확실한 량이기 때문이다. 본 절에서는 가변댐퍼의 비선형 감쇠특성을 충분히 고려하기 위하여 실제의 감쇠력을 시뮬레이션 시에 사용하는 HILS를 시도한다.

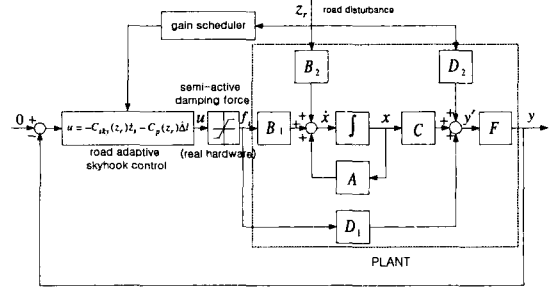


Fig. 3 Block diagram for the HILS of a road adaptive skyhook control

3.2 스카이훅 제어모델의 선정

본 연구에서는 Fig. 4(b)와 같은 수정된 스카이훅 제어모델에 바탕을 둔 노면적응형 스카이훅 제어를 적용하기로 한다⁽²⁾. Fig. 4(a)와 같은 스카이훅-그라운드훅 제어모델⁽³⁾이 채택되지 않은 이유는 차축질량의 움직임을 회전운동으로 모델링하였기 때문이다. 구체적으로 Fig. 4(a) 모델로부터 유도되는 제어력은 다음과 같다.

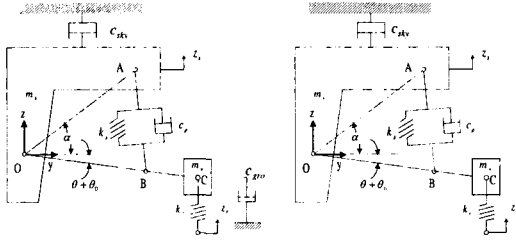
$$u = -c_{sky} \dot{z}_s - c_p \dot{z}_r + c_{gro} \theta \quad (8)$$

여기서, c_{sky} 는 스카이훅 댐퍼의 감쇠계수, c_p 는 수동댐퍼의 감쇠계수, c_{gro} 는 그라운드훅 댐퍼의 감쇠계수이다. (8)의 제어력을 구현하기 위해서는 θ 뿐만 아니라 \dot{z}_r 의 정확한 측정이 필요하다. 그러나, 본 논문에서는 θ 는 측정하지 않음을 가정하고 있으므로 세 번째 항의 계산이 실제적으로 불가능한 까닭에 그라운드훅 제어개념은 부적절하다 하겠다. 본 논문에서 채택된 수정된 스카이훅의 제어모델은 Fig. 4(b)와 같고, 이 모델로부터 발생하는 제어력은 다음과 같다.

$$u = -c_{sky} \dot{z}_s - c_p \dot{z}_r \quad (9)$$

(9)에는 그라운드훅의 개념이 직접적으로 (8)과 같이 포함되지 않았지만, c_{sky} 와 c_p 를 적절히 조절함으로써 승차감과 조향안정성을 고려할 수 있다. 즉, 승차감과 조향안정성은 스카이훅 제어모델로부

터 결정되는 c_{sky} 와 c_p 의 값에 따라 좌우된다.



(a) skyhook-groundhook (b) modified skyhook
 Fig. 4 Skyhook and groundhook control strategies applied to the Macpherson strut suspension

3.3 스카이훅 제어이득의 선정

승차감과 조향안정성은 상충관계에 있는 성능지수이다. 따라서, 성능지수간의 상충관계를 최적화하여 두 가지의 성능을 모두 만족시키도록 하는 제어이득을 선정하는 것이 중요하다. 이러한 관점에서, 고정된 상수의 감쇠계수를 가지는 스카이훅 모델은 다양한 노면조건에 대해서 일률적으로 좋은 성능을 보이지 못한다. 따라서 노면조건에 따라 적절한 감쇠계수를 선정하는 것이 보다 효과적이다. 노면조건에 따라 감쇠계수를 선정하기 위해서는, 스카이훅 댐퍼 및 수동댐퍼의 감쇠계수가 노면조건에 대한 변수로 표현되어야 한다. 그러나, 이 부분에 대해서는 어떤 명확한 기준이 없으므로, 성능상충곡선의 분석으로부터 감쇠계수가 적절하게 선택될 수 있도록 한다. 본 논문에서는 스카이훅 댐퍼의 감쇠계수를 노면의 거칠기에 해당하는 지수 α 를 도입하여 다음과 같이 수정한다.

$$c'_{sky} = \frac{1-\alpha}{\alpha} c_p \quad (10)$$

여기서, $0 < \alpha \leq 1$ 이다. 한편, 수동댐퍼의 감쇠계수는 노면지수 α 에 대해서 다음과 같이 정의한다.

$$c'_p = c_p + \lambda \frac{\alpha-1}{\alpha} c_p \quad (11)$$

여기서, λ 는 제어력의 크기를 조절하기 위한 가중치이다. 단, $c'_p = c_p$ 일때는 가장 큰 감쇠력을 발휘하는 것을 말한다. (10)과 (11)에서 α 값이 증가하면 노면의 거칠기가 증가하는 것을 의미하게 되는데, 이때 스카이훅 댐퍼의 감쇠계수는 감소하고

수동댐퍼의 감쇠계수는 증가한다. 반대로 α 값이 감소하면 노면의 거칠기가 감소하는 것을 의미하므로, 스카이훅 댐퍼의 감쇠계수는 증가하고 수동댐퍼의 감쇠계수는 감소한다. 따라서, 노면의 거칠기에 따라 c'_{sky} 와 c'_p 를 적절히 조절함으로써 승차감과 조향안정성을 모두 고려할 수 있게 된다. Fig. 5는 ISO 규격의 노면에 대해서 노면지수 α 값의 변화와 제어감쇠력의 포화(saturation)를 고려하여 그려진 승차감과 조향안정성의 성능상충곡선이다. 따라서, Fig. 5의 결과는 c'_{sky} 및 c'_p 의 선정 기준을 제시해주는 중요한 자료가 된다. Fig. 5로부터 c'_{sky} 와 c'_p 이 선정되면 다음과 같이 수정된 스카이훅 제어감쇠력이 결정된다.

$$u = -\frac{c_p}{\alpha} [\{ \alpha + \lambda(\alpha - 1) \} \dot{z}_l + (1 - \alpha) \dot{z}_s] \quad (12)$$

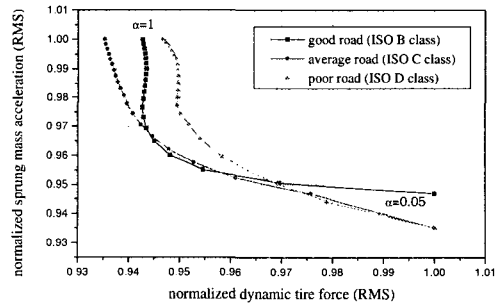


Fig. 5 Conflict curves between ride quality and drive stability

이제, 실제 노면의 거칠기 정도를 탐지하여 노면지수 α 와 관계시키면, (12)는 실제 노면조건에 따른 최적의 스카이훅 제어력이 된다. 본 논문에서는 이러한 의미로 (12)를 노면적응형 스카이훅 제어로 지칭한다. 노면의 거칠기는 차체의 수직가속도와 대역통과필터(bandpass filter)로부터 추정된다. 측정된 차체의 수직가속도신호가 대역통과필터를 거치면 차체와 차축 공진영역에 대한 정보가 추출된다. 이러한 정보로부터 노면지수 α 는 차체와 차축공진값에 대한 가중치 δ 를 이용하여 다음과 같이 정의될 수 있다.

$$\alpha = \frac{\delta \cdot \text{차체공진} + (1 - \delta) \cdot \text{차축공진}}{C_N} \quad (13)$$

여기서, C_N 은 α 값을 0과 1사이의 값으로 정규화 하기 위한 상수이며, δ 는 노면의 거칠기에 따라 노면지수 α 가 적절히 대응될 수 있도록 하는 가중치이다. Fig. 6은 ISO 규격의 노면입력에 대해 (13)으로부터 예측된 노면지수 α 값이다.

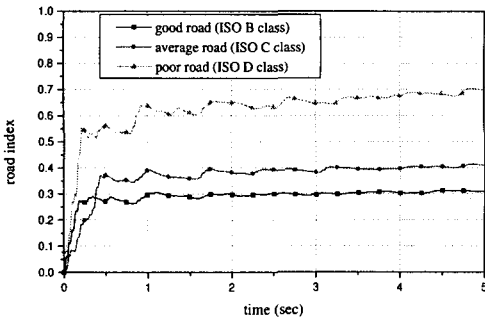


Fig. 6 Road index α estimated from the sprung mass acceleration

이제, (12)에서 정의된 제어입력에 대하여 연속가변형 댐퍼에서 발생하는 감쇠력 f_s 는 다음과 같이 정의된다.

$$f_s = \begin{cases} f_s^* & \text{if } f_s^* \leq u \\ u & \text{if } f_s^* < u < f_s^* \\ f_{s*} & \text{if } f_s^* \geq u \end{cases} \quad (14)$$

여기서, f_s^* 와 f_{s*} 는 각각 임의의 상대속도에서 나타나는 최대감쇠력 및 최소감쇠력이다. 결국, 실제 시스템에 가해지는 제어입력은 연속가변형 댐퍼의 특성으로 인해, 현재의 상대속도에서 낼 수 있는 최대감쇠력과 최소감쇠력을 넘을 수 없으므로 제어력은 포화(saturation)되어 입력된다. 따라서, 유압작동기에 의해서 다양한 제어력이 발생하는 능동현가장치에 비해서 제한된 성능을 갖게된다.

3.4 실차적용을 위한 필터설계

본 절에서는 수정된 스카이훅 제어기의 실차적용에 대해서 다룬다. 앞의 3.1절에서 정의한 출력 되먹임 제어구조에서 스카이훅 제어를 구현하기 위해서는 Δl 의 정보, 즉 θ 와 $\dot{\theta}$ 의 측정이 필요하다. 그러나, θ 와 $\dot{\theta}$ 의 측정은 제어시스템의 구현 시 가격상승의 요인이 된다. 일반적으로 현가장치

의 제어에 가장 많이 사용되고 있는 것은 저가의 가속도센서이며, 차체질량과 차축질량의 수직가속도를 측정하는 목적으로 사용된다. 따라서, 차체질량과 차축질량의 수직가속도 정보로부터 맥퍼슨형 반능동 현가장치의 제어에 필요한 정보가 구성되어야 한다. 이를 위해서 θ_0 는 0이고 θ 는 충분히 작다고 가정하면, Fig. 7에서 다음과 같은 관계식이 성립한다.

$$v_{hor} \cong 0$$

$$\dot{z}_u \cong \dot{z}_s + l_C \dot{\theta}, \therefore \dot{\theta} \cong \frac{1}{l_C} (\dot{z}_u - \dot{z}_s)$$

$$\Delta l \cong v_{ver} = l_B \dot{\theta} = \frac{l_B}{l_C} (\dot{z}_u - \dot{z}_s) \quad (15)$$

따라서, 가속도센서로부터 \dot{z}_s 와 \dot{z}_u 를 구하면 스카이훅 제어모델로부터 발생하는 제어력을 구현할 수 있다.

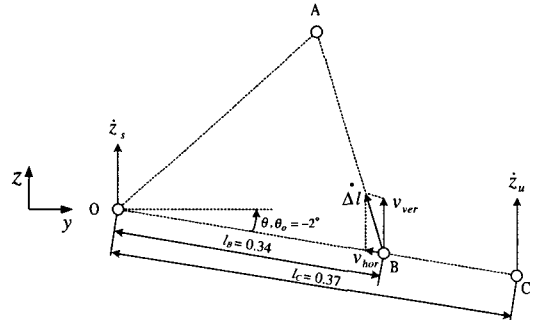


Fig. 7 Approximation of suspension velocity using vertical G_sensor: a new model

다음은 가속도센서로부터 절대속도를 구하기 위한 필터이다.

$$\frac{\dot{z}_s}{z_s} = \frac{s}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2} \quad (16)$$

여기서, $\zeta = 0.707$, $\omega_n = 0.1$ Hz이다. (16)은 0.1 Hz 이하의 주파수에서는 미분기능을 수행하고 0.1 Hz 이상의 주파수에서는 적분기능을 수행한다. 즉, (16)의 필터는 가속도정보의 저주파 DC성분을 제거하면서 적분기능을 수행하므로 만족할 만한 속도정보를 제공한다. 따라서, 차체와 차축의 가속도센서를 이용하면 설계된 제어를 실차에 구현할 수 있다. 차체질량의 가속도정보만이 이용가능하다면, 상대속도정보는 현가장치 모델로부터 계산되

어야 한다. 여기서, $l_B = l_C$ 이고 $\theta_0 = 0$ 이라고 가정하자. 그러면 홍금식 외 6인⁽⁸⁾의 연구결과로부터 맥퍼슨형 현가장치의 전달함수가 기존의 1/4 차량 모델과 일치함을 알 수 있다. 따라서 기존의 1/4 차량모델의 차체가속도에서 상대속도까지의 전달 함수로부터 다음과 같은 필터가 구성될 수 있다.

$$\frac{\ddot{z}_s - \ddot{z}_u}{\dot{z}_s} = -\frac{m_s s}{c_p s + k_s} \cdot \frac{1}{1 + \tau s} \quad (17)$$

여기서, $\tau = \frac{1}{2\zeta w_l}$, $\zeta = 0.707$, $w_l = 15 \sim 20$ Hz 이다. 마지막으로 (17)의 결과식을 (15)에 대입하면 맥퍼슨형 현가장치의 상대속도를 구할 수 있다.

4. 연속가변형 댐퍼의 특성분석

본 절에서는 연속가변형 댐퍼가 설계된 스카이훅 제어기로부터 발생하는 제어감쇠력을 잘 추종하도록 하기 위하여 기준 상대속도에 대한 감쇠력 특성을 분석한다. 상대속도는 0 m/sec, ± 0.05 m/sec, ± 0.13 m/sec, ± 0.26 m/sec, ± 0.39 m/sec, ± 0.52 m/sec, ± 1.04 m/sec로 변화되며, 구간별 선형보간을 통하여 감쇠력을 도시하면 Fig. 8과 같다. Fig. 8로부터 댐퍼의 감쇠력은 상대속도가 음인 부분 즉, 압축영역에 비해서 상대속도가 양인 부분 즉, 인장영역에서의 감쇠력이 상대적으로 크게 나타남을 알 수 있다. 또한, 상대속도가 양인 부분에서도 상대속도가 커질 때, 감쇠력이 더 증가됨을 알 수 있다.

본 연구에서 사용된 연속가변형 댐퍼는 전류입력이 0A일 때 최대 감쇠력이 발생되며, 전류가 1.6A일 때 최소 감쇠력이 발생된다. 그러나, 압축영역에서는 전류의 변화가 있어도 감쇠력에는 큰 변화가 없음을 알 수 있다. 따라서, 이러한 특성을 갖는 연속가변형 댐퍼는 주로 인장영역에서 제어동작이 일어나게 된다. 이제, 스카이훅 제어모델로부터 발생하는 제어력을 추종하기 위해서는 특정 상대속도에서 제어감쇠력이 결정될 수 있도록 전류-상대속도-감쇠력의 관계가 규명되어진다. 이러한 경우 엄밀하게는 슬레노이드 밸브의 동특성에 의한 시정수를 고려하여야 하지만, 전류입력이 연속적으로 변화하는 상황에서 시정수를 구하는 것은 실제로 어렵다. 따라서, 일반적으로는 1차 시정수를 가지는 시스템으로 모델링된다. 그러나, 전류값이 고정되었을 때의 동특성은 전류값이 변화할 때의 동

특성이 아니므로 바람직하지 않다. 여기서는 전류 입력에 대해서 슬레노이드 밸브가 즉시 반응한다는 가정하에 이 시정수를 무시하기로 한다. 본 연구에서 이것이 가능한 것은 HILS에서는 주로 저주파 영역에서 제어동작이 이루어지기 때문이다.

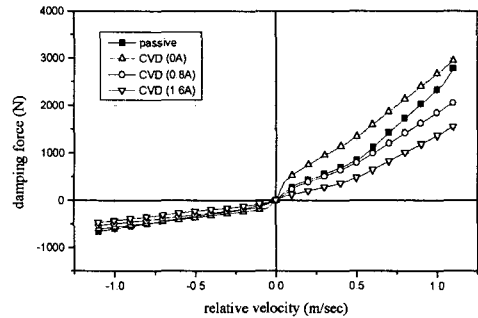


Fig. 8 Comparison of damping forces: a passive damper vs a CVD characteristics at three current values

5. Hardware-in-the-loop Simulation

본 논문에서는 컴퓨터 응용 제어시스템 설계프로그래밍인 MathWorks사의 MATLAB /SIMULINK와 RCP 장비인 dSPACE사의 DS1102 보드를 이용하여 맥퍼슨형 반응동 현가장치의 HILS를 구축한다. HILS는 제어시스템의 동역학 모델을 구성하고 있는 실제 하드웨어 중의 일부를 결합하여 실시간으로 시뮬레이션을 하는 기법이다. HILS는 시스템의 동역학 모델에서 정확하게 표현되지 않는 부분이 하드웨어로 대체되어 전체 시뮬레이션이 수행되기 때문에 수학적으로 모델링되지 않은 특유의 비선형성 및 시간지연 등과 같은 불확실성의 요소를 고려할 수 있게 된다. 이러한 RCP와 HILS 기법이 개발 초기단계부터 적용되면, 실제시스템에서 발생할 가능성이 있는 문제점을 미리 파악하여 대책을 조기에 강구할 수 있기 때문에 전체 개발기간이 단축될 수 있다. 그러나 HILS는 시스템의 관심있는 작동영역에서 그 결과의 정확성 및 신뢰도가 확보되었을 때에만 의미있는 결과로 활용될 수 있기 때문에, 실험장치의 동특성과 성능조건 등이 HILS의 결과에 미치는 영향을 고려하여 전체 제어시스템을 구성하는 것이 중요하다.

본 연구에서는 맥퍼슨형 반능동 현가장치의 모델에서 감쇠력에 해당되는 f_s 를 연속가변형 댐퍼에서 발생하는 실제의 감쇠력을 입력하고, 이 부분을 제외한 나머지 동역학 부분은 컴퓨터 프로그램에 의하여 계산되도록 하여 HILS를 구현한다.

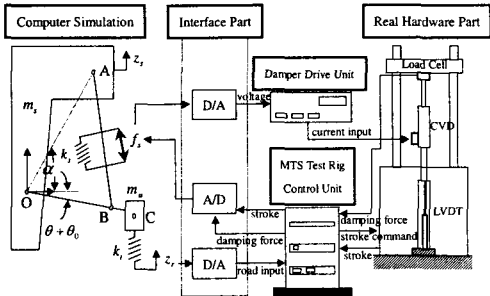


Fig. 9 System Configuration for the HILS

Fig. 9는 HILS를 위한 전체 제어시스템의 구성도를 나타낸다. Fig. 9에서 나타난 것처럼 전체 시스템은 크게 컴퓨터 시뮬레이션부, A/D 및 D/A 변환기로 구성된 인터페이스부(interface part), 댐퍼구동장치(damper drive unit), MTS 시험기 및 제어장치(MTS test rig and control unit)로 구성된다. 컴퓨터에는 DSP(DS1102)보드가 내장되어 있어서 동역학 모델부분의 계산이 실시간으로 이루어진다. 또한, DSP보드에 있는 A/D 및 D/A 변환기를 통해서 외부기기와 입출력이 이루어진다. DSP보드는 크게 알고리즘의 계산을 위한 부분과 입출력의 기능을 담당하는 부분으로 나눌 수 있는데, 각각 Texas Instruments사의 TMS320C31 및 TMS320P14이 그 역할을 수행하고 있다. 댐퍼구동장치는 TMS320P14로부터 발생된 PWM 전압신호를 대응하는 전류신호로 변환시켜서 연속가변형 댐퍼의 감쇠력이 조절될 수 있도록 한다. MTS 시험기에는 작동기인 연속가변형 댐퍼가 부착되고 로드셀(loadcell), LVDT 등과 같은 센서와 유압작동기로 구성된다. MTS 제어장치는 시험기의 센서로부터 측정된 자료의 입출력 및 유압원의 제어를 수행한다. Fig. 10은 HILS에서 각 부분별 역할을 담당하는 기기의 구성사진을 나타낸다.

HILS의 구체적인 수행절차는 다음과 같다.

1) 맥퍼슨형 반능동 현가장치의 동역학 모델로부터 계산된 상대변위와 제어감쇠력에 해당하는

PWM 전압신호가 D/A 변환기를 통하여 각각 MTS 제어장치와 댐퍼구동장치로 전달된다.

2) MTS 제어장치는 동역학모델에서의 상대변위에 해당하는 만큼 유압작동기로부터 댐퍼를 가진 시키게 되고, 댐퍼구동장치는 PWM 전압신호를 0A에서 1.6A사이의 대응하는 전류신호로 변환하여 가진되는 댐퍼에 인가하게 되는데, 이때 연속가변형 댐퍼의 감쇠력이 조절된다.

3) 연속가변형 댐퍼의 감쇠력은 로드셀로부터 측정이 되고 LVDT로부터 상대변위가 측정되어 각각 A/D 변환기를 통하여 맥퍼슨형 반능동 현가장치의 동역학모델과 결합되어 전체 제어루프가 구성된다.

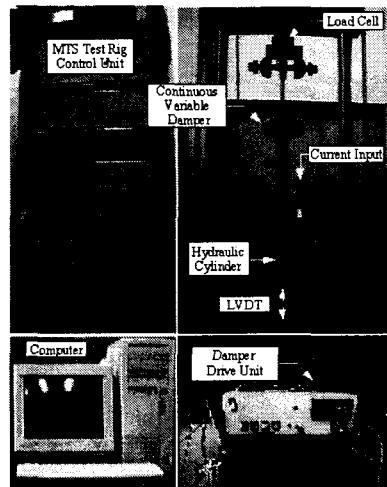


Fig. 10 Photographs of the equipment used for the HILS

전체 제어시스템의 해가 한번 계산되는 시간중분은 0.001sec로 설정하였으며, 이 시간중분에는 동역학모델의 계산 및 외부기기를 통한 입출력이 수행되는 시간이 모두 포함된다. 여기서 시간중분이 설정된 것보다 큰 경우에는 댐퍼를 가진시키는 유압작동기의 벨브동특성에 의해서 미소진동이 발생하게 된다. 이것으로 인한 효과가 댐퍼에 전달되면 정확한 감쇠력의 측정이 어렵게 되며 전체 제어시스템의 안전성에도 영향을 미친다. 따라서 가능한 작은 시간중분으로 설정하는 것이 바람직하다.

이상과 같은 방법으로 제어시스템을 구성하고 수동댐퍼를 장착한 수동 현가장치와 연속가변형 댐

퍼를 장착한 반응동 현가장치에 동일한 1 Hz의 주파수를 가진 둔덕(bump)형태의 노면입력을 주었을 때 나타나는 차체 수직가속도 응답이 Fig. 11에 나타나 있다.

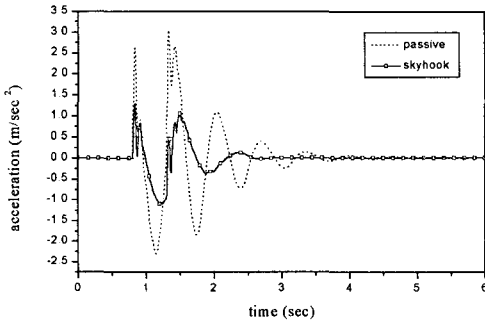


Fig. 11 Vertical acceleration comparison between a passive damper and a CVD with the road adaptive skyhook control: bump pass characteristics

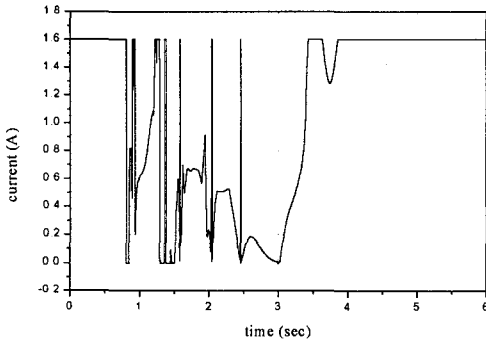


Fig. 12 Current input applied to the CVD in Fig. 11

또한, (12)에 정의된 제어감쇠력을 제공하기 위한 연속가변형 댐퍼로의 전류입력이 Fig. 12에 나타나 있다. Fig. 13은 연속가변형 댐퍼에서 발생하는 감쇠력이 스카이훅 모델을 통한 제어감쇠력을 추종하는 결과를 보여준다. Fig. 12 및 Fig. 13에서처럼 제어감쇠력을 추종하기 위하여 전류신호가 연속적으로 변화하지만 (14)의 구속조건을 만족시키면서 추종함을 알 수 있다. HILS에서 1 Hz의 노면입력에 대한 결과는 신뢰될 수 있으나, 설계된 제어기

에 의해서 제어성능이 향상될 수 있는 가진주파수의 범위는 1 Hz-10 Hz로 제한된다. 왜냐하면, 1 Hz 이하의 주파수대에서는 댐퍼에서 발생하는 감쇠력보다 자체적인 마찰력이 크게 작용할 뿐만 아니라 로드셀의 특성으로 인하여 정확한 감쇠력의 측정이 어렵다. 또한 10 Hz 이상의 주파수대에서도 정확한 감쇠력의 측정이 어렵고 HILS로 구성된 제어시스템의 안정성을 유지하기가 어려우므로 제어기가 유효하지 않다. 따라서, 이보다 넓은 범위에서의 제어기성능은 HILS 보다는 1/4 차량시험기를 이용한 방법이 적절할 것으로 판단된다.

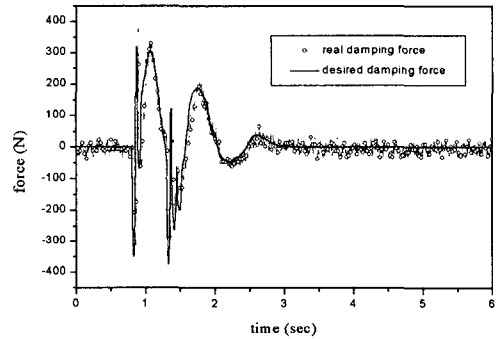


Fig. 13 Tracking Performance of the desired damping force: continuously variable damper case

6. 결론

본 논문에서는 실제 차량에 가장 많이 적용되고 있는 맥퍼슨형 반응동 현가장치에 대해서 컨트롤암의 역할 및 댐퍼의 비선형성을 고려한 제어지향 모델링을 수행하였다. 유도된 비선형 운동방정식을 평형점에서 선형화하고 출력되먹임 제어구조의 수정된 스카이훅 제어기를 설계하였다. 수정된 스카이훅 제어기는 노면의 분석을 통하여 승차감과 조향안정성을 모두 고려할 수 있도록 설계되었으며, 제어기의 실차적용을 위해서 맥퍼슨 현가장치에 대한 실용적인 필터를 설계하였다. 또한, 제어기로부터 발생하는 제어감쇠력을 연속가변형 댐퍼가 잘 추종하도록 하기 위하여 그 특성을 분석하였다. 끝으로, RCP의 개념을 응용한 HILS 구현을 통하여 제어기의 성능을 입증하였으며, 이로써 ECU의 조기개발을 위한 제어시스템 구축이 가능하였다.

참고문헌

1. 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.
2. Besinger, F. H., Cebon, D., and Cole, D. J., "Force Control of a Semi-Active Damper," Vehicle System Dynamics, Vol. 24, pp. 695-723, 1995.
3. Novak, M. and Valasek, M., "A New Concept of Semi-Active Control of Trucks Suspension," Proc. of AVEC 96, International Symposium on Advanced Vehicle Control, Aachen University of Technology, pp. 141-151, 1996.
4. Valasek, M., Babic, M., Sika, Z., and Magdolen, L., "Development of Semi-Active Truck Suspension," Proc. of the 8th IFAC/IFIP/IFORS Symposium on Transportation Systems, Chania, Greece, pp. 470-475, 1997.
5. Cho, Y. J., Yi, K., and Song, B. S., "A Road-Adaptive Control Law for Semi-Active Suspensions," Proc. of the KSME 1998 Fall Annual Meeting A, pp. 675-680, 1998.
6. Jonsson, M., "Simulation of Dynamical Behavior of a Front Wheel Suspension," Vehicle System Dynamics, Vol. 20, pp. 269-281, 1991.
7. Stensson, A., Asplund, C., and Karlsson, L., "The Nonlinear Behaviour of a Macpherson Strut Wheel Suspension," Vehicle System Dynamics, Vol. 23, pp. 85-106, 1994.
8. Hong, K. S., Jeon, D. S., Yoo, W. S., Sunwoo, H., Shin, S. Y., Kim, C. M., and Park, B. S., "A New Model and an Optimal Pole-placement Control of the Macpherson Suspension System," SAE International Congress and Exposition, SAE paper 1999-01-1331, 1999.
9. Hanselmann, H., "Hardware-in-the-loop Simulation as a Standard Approach for Development, Customization, and Production Test," SAE International Congress and Exposition, SAE paper 930207, 1993.
10. Hanselmann, H., "Hardware-in-the-loop Simulation Testing and its Integration into a CACSD Toolset," The IEEE International Symposium on Computer Aided Control System Design, Dearborn, Michigan USA, 1996.
11. Yi, K. and Suh, J. Y., "Design of a Semi-Active Suspension Hardware-in-the-loop Simulation System," Proc. of the KSME 1996 Fall Annual Meeting A, pp. 922-927, 1996.
12. Park, K. H., Heo, S. J., and Hwang, S. H., "Design and Test of Semi-Active Suspension Control Algorithms Using Hardware-in-the-loop Simulation," The 9th International Pacific Conference on Automotive Engineering, Bali, Indonesia, pp. 597-602, 1997.
13. Hanselmann, H., "Automotive Control: From Concept to Experiment to Product," The IEEE International Symposium on Computer Aided Control System Design, Dearborn, Michigan USA, 1996.
14. Alleyne, A. and Hedrick, J. K., "Nonlinear Adaptive Control of Active Suspensions," IEEE Transaction on Control Systems Technology, Vol. 3, No. 1, pp. 94-101, 1995.
15. Kim, H. and Yoon, Y. S., "Semi-Active Suspension with Preview Using a Frequency-Shaped Performance Index," Vehicle System Dynamics, Vol. 24, pp. 759-780, 1995.
16. Yue, C., Butsuen, T., and Hedrick, J. K., "Alternative Control Laws for Automotive Active Suspension," Transactions of the ASME, J. of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 111, pp. 286-291, 1989.