

LQG/LTR 설계방법을 이용한 자동차 현가장치 능동제어

박봉철, 황재혁**

(Automotive Active Suspension Design using LQG/LTR method)

(Bong-Chul Park*, Jai-Hyuk Hwang**)

1. 서론

자동차의 현가장치에 대한 능동제어연구는 국내외적으로 활발히 진행되어 왔다. 수동식현가장치는 단순히 스프링과 감쇠기로 차체의 진동을 수동제어하므로 성능향상에 한계가 존재하게 된다. 수동식현가장치가 강성계수와 감쇠계수를 조절함으로써 차체로 들어오는 진동을 억제하는 반면, 능동식제어는 보통 유압을 이용하여 효율적으로 차체에 들어오는 진동을 억제시키게 된다.

일반적으로 자동차의 능동현가장치 설계시 요구되는 사항은 탑승자의 승차감, 조종성, 현가장치의 공간확보 문제, 경제성(제어력), 실제적으로 자동차에 적용할 수 있는 능동제어기법인가 하는 문제이다[1-6]. 자동차 능동식현가장치는 보통 1/4 car (2자유도계), Full-car 모델 (7자유도계) 등으로 모델링을 하여 능동제어기를 설계한다. 1/4 car 모델의 특징은 해석이 비교적 단순하고 현가장치의 동적거동을 이해하는데 유용하고 실험을 하거나 실제 자동차에 적용하기 쉬운 반면에 Full-car 모델에 비해 제어력의 효율이 떨어진다는 단점이 있다. 그 이유는 1/4 car 모델은 차체의 동역학적 특성을 고려하여 설계하지 않았기 때문에 4개의 독립현가차축에서는 오직 그 현가축방향으로 발생하는 수직방향의 진동만을 제어하기 때문이다. 따라서 동역학적 연성에 기인하는 운동을 제어하는 비효율적인 제어력이 공급된다는 단점을 갖는다. 이에 비해 Full-car 모델은 주행모드(수직, 롤링, 피칭운동)간의 연성[7-9]을 고려하여 제어기를 설계할 수 있기 때문에 1/4 car 모델에 비해 제어력의 효율이 높다는 장점이 있는 반면에 모델이 수학적으로 복잡하므로 제어력을 구하는데 계산량이 많고, 실제 자동차에 적용하기에 복잡하다는 단점을 갖고 있다. 따라서 본 논문에서는 쉽게 실험할 수 있고, 실용화할 수 있는 1/4 car 모델에 대하여 능동제어기를 설계하여 실제자동차에 능동제어기를 적용할 때 참고가 될 수 있도록 하였다.

자동차는 저주파영역의 밴드통과필터 역할을 하므로 저주파에서의 성능, 특히 탑승자가 민감하게 느끼는 0.5Hz - 10Hz 부근의 주파수성능은 승차감, 조종성에 상당히 중요하다. 이에 본 논문에서는 0.5Hz - 10Hz 부근의 승차감, 조종성의 향상에 초점을 두고 차체의 속

도를 출력변수로 한 LQG/LTR제어기[10,11]를 설계하였다. LQG/LTR 설계기법은 안정도-강인성이 좋은 체계적인 설계기법으로서 전 상태를 측정할 필요가 없으므로 실제 적용시 효과적이다. 또한 자동차의 제원의 변화에 대한 고유치의 민감도해석과 새로운 개념으로 안정도-강인성(Robustness)해석을 하여 수동시스템과 능동시스템의 강인성을 비교하였다.

2. 현가장치의 모델링

그림 1은 자동차의 1/4부분만을 고려한 모델링으로서 타이어는 선형스프링이고 노면으로 부터 외란이 들어오고 스프링과 댐퍼는 선형구간에서만 작동한다고 가정한다. 1/4 모델에 대한 운동방정식은 다음식 (1), (2)와 같이 표현된다.

$$m_s \ddot{z}_s + c_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) + k_s(z_s - z_u) = f_a \text{ -----(1)}$$

$$m_u \ddot{z}_u - c_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) - k_s(z_s - z_u) + k_t(z_u - z_r) + f_a = 0 \text{ ---(2)}$$

식(1)은 차체의 수직운동에 대한 미분방정식을 나타내고, 식(2)는 차축의 운동방정식을 뜻한다. 여기서 m_s , c_s , k_s 는 스프링상 질량의 질량, 감쇠계수, 강성을 나타내며, m_u 는 스프링하 질량의 질량을 뜻한다. k_t 는 타이어의 강성계수이고 f_a 는 작동기의 힘을 의미한다. z_s , z_u , z_r 는 각각 차체의 변위, 차축의 변위, 노면의 변위이다.

상태공간방정식을 얻기위해, 다음과 같이 상태변수를 선정한다.

$$x_1 = z_s - z_u : \text{현가장치 변위}$$

$$x_2 = \dot{z}_s : \text{차체의 속도}$$

$$x_3 = z_u - z_r : \text{타이어 변위 -----(3)}$$

$$x_4 = \dot{z}_u : \text{차축의 속도}$$

그때 상태공간방정식은 다음과 같이 된다.

$$\dot{X} = AX + Bu + \Gamma \dot{z}_r \text{ -----(4)}$$

여기서 행렬 A, B, Γ 는 다음과 같다.

* 한국항공대학교 항공공학과 대학원

** 한국항공대학교 항공기계공학과

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

$$B = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \\ 1 \\ -1 \\ 0 \end{bmatrix} \quad \Gamma = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -1 \\ 0 \end{bmatrix}$$

3. 현가장치의 고유성질

본 절에서는 1/4 car 모델의 현가장치가 갖고 있는 고유성질을 간략히 정리한다. 1/4 car 모델의 운동방정식 (1), (2)에는 현가장치 교유의 구속방정식이 존재한다. 즉, 식(1)과 식(2)를 더하면

$$m_s \ddot{z}_s + m_u \ddot{z}_u - k_t(z_r - z_u) = 0 \quad \text{-----}(5)$$

식(5)으로 부터 매우 흥미있고, 중요한 결과들이 나온다. 우선, 식(5)를 라플라스 변환하면 다음과 같다.

$$m_s \ddot{z}_s(s) + (k_t + m_u s^2) z_u(s) = k_t z_r(s) \quad \text{-----}(6)$$

이제 1/4 car 모델의 현가장치의 고유성질을 해석하기 위해 전달함수 3개를 다음과 같이 정의한다.

$$H_A(s) = \frac{s \ddot{z}_s(s)}{\dot{z}_r(s)} \quad \text{-----}(7)$$

$$H_{SD}(s) = \frac{z_s(s) - z_u(s)}{\dot{z}_r(s)} \quad \text{-----}(8)$$

$$H_{TD}(s) = \frac{z_u(s) - z_r(s)}{\dot{z}_r(s)} \quad \text{-----}(9)$$

여기서 $H_A(s)$ 는 가속도전달함수이며 승차감을 의미한다. $H_{SD}(s)$ 는 현가장치변위 전달함수이며, $H_{TD}(s)$ 는 타이어변위 전달함수이다.

다음 $s=j\omega$ 으로 놓고, 식(6)과 위의 관계식을 이용하여 다음과 같은 3개의 전달함수방정식을 얻을 수 있다.

$$m_s H_A(j\omega) + (k_t - m_u \omega^2) H_{TD}(j\omega) = -j m_u \omega \quad \text{-----}(10)$$

$$-m_s \omega^2 H_{SD}(j\omega) + [k_t - (m_s + m_u) \omega^2] H_{TD}(j\omega) = -j(m_s + m_u) \omega \quad \text{-----}(11)$$

$$\omega^2 (k_t - m_u \omega^2) H_{SD}(j\omega) - [k_t - (m_s + m_u) \omega^2] H_A(j\omega) = -j \omega k_t \quad \text{-----}(12)$$

전달함수방정식 (10), (11), (12)로부터 매우 중요한 결과가 나온다. 식(10)에서 가속도전달함수와 타이어변위 전달함수가 서로 연성되어 있는 것을 볼 수 있다. 그러나 식(10)의 두번째 항을 0으로 하는 주파수에서는 가속도전달함수의 크기가 독립적으로 유일하게 결정되는 것을 알 수 있다. 두번째 항을 0으로 하는 주파수 ω_1 은 다음과 같다.

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{k_t}{m_u}} \quad \text{-----}(13)$$

표(1)에서 $k_t=160000$ N/m, $m_u=36$ kg 일때 $\omega_1=10.6$ Hz 이다. 즉 10.6 Hz에서는 능동제어를 하여도 성능의 변함이 없이 가속도전달함수의 크기가 유일하다. 식(11)을 보면 현가장치변위 전달함수와 타이어변위 전달함수가 서로 연성되어 있는 것을 볼 수 있다. 그러나 식(11)의 두번째 항을 0으로 하는 주파수에서는 현가장치변위 전달함수의 크기가 유일하게 결정되는 것을 알 수 있다. 이 주파수 ω_2 는 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$\omega_2 = \sqrt{\frac{k_t}{(m_s + m_u)}} \quad \text{-----}(14)$$

표(1)에서 $m_s = 240$ kg, $m_u = 36$ kg, $k_t = 160000$ N/m 일때 $\omega_2 = 3.83$ Hz 이다. 그러므로 3.83 Hz에서는 현가장치변위 전달함수의 크기가 독립적으로 결정된다. 타이어변위 전달함수는 식 (10), (11), (12)에서 알 수 있듯이 독립적으로 유일하게 결정되는 주파수가 없다. 위에서 수학적으로 살펴본 바와 같이 가속도 전달함수, 현가장치변위 전달함수, 타이어변위 전달함수는 서로 연성관계를 갖는다. 즉 승차감, 현가장치 공간확보문제, 조종성간에는 연성관계가 존재하므로 능동제어를 설계할 때는 이들 연성관계를 고려하여 제어를 설계해야 한다는 것을 알 수 있다. 자동차 현가장치를 능동 제어 하는 경우, 현가장치변위가 저주파에서 (0.7 Hz 이하의 주파수영역) 항상 약간 증가하게 된다. 이같은 특성을 전제로 차종에 따른 설계목적을 선정하여 능동제어를 설계한다. 예를 들면 승용차의 경우, 승차감과 조종성을 동시에 향상시키도록 하며, 특히 고급승용차의 경우에는 승차감에 더 비중을 두어 설계한다. 그러나, 스포츠카의 경우는 조종성에 더 비중을 두어 설계한다.

4. LQG/LTR 제어기설계

LQG/LTR 제어기를 설계하기 위해 식(4)로 부터 다음과 같이 디자인 플랜트 모델(DPM)을 선정한다.

$$\dot{X}(t) = AX(t) + Bu(t)$$

$$Y(t) = CX(t) \quad \text{-----}(15)$$

여기서,

$$C \triangleq [0 \ 1 \ 0 \ 0] \quad : \text{차체의 수직속도}$$

식(15)에서 보듯이 출력변수는 차체의 수직속도이다. 차체의 수직속도를 출력변수로 선정한 것은 실제로 센서로 측정할 수 있기 때문이다. 그러므로 여기에서 설계한 제어기는 실제차에 능동제어를 장착하는 경우에 매우 유용하게 쓰일 수 있을 것이라 생각된다.

LQG/LTR 제어기 설계과정은, 우선 성능, 강인성 등을 고려하여 원하는 개루프의 형상을 갖도록 목표필터루프를 설계하고 설계된 목표필터루프의 형상으로 루프전달함수를 회복시키는 루프전달회복단계로 나눌 수 있다 [11]. LQG/LTR 설계방법을 효과적으로 적용하기 위해서는 플랜트가 안정가능하고 검출가능하여야 하는데 식 (15)의 플랜트는 제어가가능하고, 관측가능하다.

LQG/LTR 제어기 설계시, 필터계인행렬 H는 목표필터

루프를 설계할 때, 제어계인행렬 G는 루프전달회복 절차를 수행할 때 선정한다. 목표필터루프 설계문제는 성능-강인성을 만족시키는 필터계인행렬 H를 선정하는 것이다. 설계파라미터 H는 칼만필터 설계방법으로 선정한다.

$$H = \frac{1}{\mu} PC^T \text{-----}(16)$$

여기서 행렬 P는 식(17)의 필터대수 Riccati식으로부터 구한다.

$$AP+PA^T+LL^T-\frac{1}{\mu} PC^T C P=0 \text{-----}(17)$$

설계파라미터 μ 는 칼만필터 주파수역 등가결과식(18)을 이용하여 선정한다.

$$G_{TFL}(s) = \frac{1}{\sqrt{\mu}} C(sI-A)^{-1}L \text{-----}(18)$$

여기서 원하는 루프형상이 되도록 L을 선정하고, μ 는 요구되는 대역폭을 만족하도록 선정한다. 일반적으로 L은 저주파 및 고주파에서 동시에 특이값을 일치시켜 선정하지만 식(15)의 플랜트에서는 저주파 및 고주파에서 동시에 특이값을 일치시켜 L을 선정할 수 없었다. 본문에서는 저주파에 특이값을 일치시켜 L을 선정하였고 원하는 대역폭은 4.0 Hz로 하였다.

루프전달회복의 단계는 보상된 플랜트의 루프전달함수 $G(s)K(s)$ 를 목표필터루프, $G_{TFL}(s)$ 로 회복시키는 단계이다. 설계행렬 G는 출력가중행렬은 $Q=C^T C$ 로 놓고, 제어가중파라미터 ρ 가 0으로 접근할 때, 제어대수 Riccati식의 해를 구하여 얻는다.

$$KA+A^T K+C^T C-\frac{1}{\rho} KBB^T K=0 \text{-----}(19)$$

이때 제어계인행렬 G는 다음 식을 이용하여 선정한다.

$$G = \frac{1}{\rho} B^T K \text{-----}(20)$$

일반적으로 제어시스템이 최소위상 플랜트일 때는 제어가중파라미터 ρ 가 0으로 접근할 때 플랜트전달함수 $G(s)$ 와 모델기준보상기의 전달함수행렬 $K(s)$ 의 곱인 루프전달함수 $G(s)K(s)$ 가 식(21)과 같은 극한거동을 하여 목표필터루프로 보상된다.

$$\lim_{\rho \rightarrow 0} T(s) \rightarrow G(s)G^{-1}(s)G_{TFL}(s)=G_{TFL}(s) \text{-----}(21)$$

그러나, 식(15)의 플랜트는 3개의 영점중 한개의 영점이 복소평면의 우측($z=1.732E-15$)에 있는 비최소위상 플랜트이므로 (21)의 극한거동은 부분적으로 제약받는다.

그림 2는 목표필터루프와 루프전달회복을 나타낸다. 플랜트가 약하게(weakly) 비최소위상 플랜트이므로 부분적으로 회복이 잘 되지 않으나 비교적 양호하게 회복이 되고 있다. 그림에서 원하는 대역폭대로 회복되면 제어력이 너무 커지기 때문에 본 연구에서는 루프전달회복의 대역폭을 제한하였고, $\rho=1.5E-08$ 를 사용하였다. 이때 승차감과 조종성 향상에 있어서 매우 중요한 주파수영역인 0.6 Hz - 7 Hz 에서는 거의 목표필터루프에 보상이 되었음을 알 수 있고 고주파에서는 -40dB로

roll-off 하므로 센서잡음제거 성능도 좋게 되었음을 알 수 있다. 외란제거성능은 좋지않을 것으로 예상할 수 있으나, 현가장치가 저주파영역에서 밴드통과필터 역할을 하므로(그림 6-8 참조) 큰 문제가 없는 것으로 판단 된다.

5. 자동차제원의 변화에 대한 고유치의 민감도와 안정도-강인성 해석

5-1. 고유치의 민감도해석

본 절에서는 1/4 car 모델의 수동시스템과 능동제어 시스템의 안정도-강인성을 해석하기 위해, 먼저 시스템 파라메타에 대한 시스템의 고유치의 민감도를 해석하고자 한다. 이는 어떤 파라미터의 변화가 고유치의 변화에 가장 큰 영향을 미치는 것을 알 수 있으므로 민감도 해석은 자동차제원의 결정에 상당히 유용하다.

수동시스템의 민감도해석을 하기위하여 식(4)로 부터 다음과 같은 고유치 문제를 고려한다.

$$(\lambda_i I-A) u_i = 0 \quad i=1, \dots, n \text{-----}(22)$$

이 식에서 A는 일반적으로 비대칭 실수 행렬이다. λ_i , u_i 는 각각 시스템의 고유치, 우측고유벡터이다. 그리고 좌측고유벡터를 이용한 고유치문제는 식(23)과 같다.

$$v_i^T (\lambda_i I-A) = 0 \quad i=1, \dots, n \text{-----}(23)$$

식(22), (23)에서 좌측 고유벡터와 우측 고유벡터는 서로 직교성이 있고 다음 성질을 만족한다. 즉,

$$v_j^T u_i = \delta_{ij}, \quad v_j^T A u_i = \lambda_i \delta_{ij} \text{-----}(24)$$

여기서 $i, j = 1, 2, \dots, n$ 이다. 식(22)를 임의의 파라메타 p에 대하여 편미분하면,

$$\frac{\partial \lambda_i}{\partial p} u_i + \lambda_i \frac{\partial u_i}{\partial p} - \frac{\partial A}{\partial p} u_i - A \frac{\partial u_i}{\partial p} = 0 \text{--}(25)$$

식(25)을 다시 정리하면 다음과 같다.

$$(\lambda_i I-A) \frac{\partial u_i}{\partial p} + \frac{\partial \lambda_i}{\partial p} u_i = \frac{\partial A}{\partial p} u_i \text{-----}(26)$$

식(26)에 좌측고유벡터 v_j^T 를 pre-multiply하면 다음 식(27)을 얻는다.

$$v_j^T (\lambda_i I-A) \frac{\partial u_i}{\partial p} + v_j^T \frac{\partial \lambda_i}{\partial p} u_i = v_j^T \frac{\partial A}{\partial p} u_i \text{--}(27)$$

식(27)의 첫째항은 식(23)에 의해서 소거된다. 또한 식(24)을 이용하면 식(27)은 다음과 같이 된다.

$$\frac{\partial \lambda_i}{\partial p} = v_i^T \frac{\partial A}{\partial p} u_i \text{-----}(28)$$

식(28)은 임의의 파라미터 p의 변화에 대한 고유치의 변화율을 나타내고 있다.

능동현가장치(LQG/LTR)인 경우는 수동시스템의 시스템행렬 A 대신에 칼만필터에서 발생하는 행렬 (A-HC) 및 루프전달회복에서 발생하는 행렬 (A-BG)를 대입하면 된다. LQG/LTR의 경우, 칼만필터계인 H나 제어계인행렬 G는 항상 일정하므로 쉽게 민감도를 계산할 수 있다.

즉, LQG/LTR의 경우 식(28)은 다음과 같이 표현된다.

$$\frac{\partial \lambda_i}{\partial p} = v_i^T \left(\frac{\partial A}{\partial p} - H \frac{\partial C}{\partial p} \right) u_i \quad \text{-----}(29)$$

$$\frac{\partial \lambda_i}{\partial p} = v_i^T \left(\frac{\partial A}{\partial p} - \frac{\partial B}{\partial p} G \right) u_i \quad \text{-----}(30)$$

식(29)에서 λ_i , u_i , v_i 는 시스템행렬 (A-HC)의 각각 고유치, 우측고유벡터 및 좌측고유벡터를 뜻한다. 마찬가지로 식(30)에서는 시스템행렬 (A-BG)의 고유치, 우측고유벡터 및 좌측고유벡터를 의미 한다. 만일 제어게인이 나 필터게인이 변하는 경우에도 Riccati 방정식의 민감도해석과 함께 쉽게 고유치의 민감도를 해석할 수 있다.

5-2. 안정도-강인성 해석

식(28)에서 임의의 파라메타의 변화에 대한 고유치의 민감도를 알 수 있다. 그러나 파라미터 변화에 대하여 시스템이 어느정도 강인한지는 알 수가 없다. 그러므로 다음과 같이 안정도-강인성의 정도를 나타내는 새로운 식을 정의하고자 한다.

식(28)을 이용하여 민감도해석을 하면 파라메타 변화에 대한 고유치의 변화율은 복소수가 된다. 이는 파라메타가 변할때 고유치가 변하는 방향을 제시한다고 볼 수 있다. 이를 설명하기 위해 그림 3과 같이 임의의 고유치(X라고 표시)가 복소평면 좌측에 있다고 가정한다. 고유치 X는 복소평면의 좌측에 있기때문에 안정하지만 고유치가 변하여 우측으로 이동하여 허수축과 만나는 점이 안정성의 임계점이 된다. 이 임계점을 벗어나게 되면 시스템은 이 고유치에 의해 불안정해 진다. 이 고유치의 이동방향은 식(28)에서 구한 파라메타의 변화에 대한 고유치의 민감도 방향이다. 만약 한 고유치가 허수축으로부터 충분히 멀리 떨어져 있고 파라미터변화에 대한 둔감하다면 즉, 파라미터에 대한 고유치의 변화량이 작다면 이 고유치는 파라미터변화에 대하여 강인하다고 할 수 있다. 또한 한 고유치(Y라고 표시)가 허수축으로부터 떨어진 거리는 고유치 X 보다 적지만 민감도의 크기가 매우 작다면 고유치 X 보다 더 강인하다고 할 수 있다. 또한 두 고유치가 거의 같은 점에 위치해 있더라도 각 고유치의 민감도 방향에 따라 각 고유치의 강인성은 달라 질 수 있다. 따라서 이를 수식으로 표현하면 다음과 같다.

$$\tau_{ij} = \frac{|\lambda_i| \frac{dr}{dp_j}}{\left| \frac{\partial \lambda_i}{\partial p_j} \right|} \quad \text{-----}(31)$$

여기서 $i=1, \dots, n$ 이고, $j=1, \dots, m$ 이다. 또한 m, n 은 각각 시스템의 차수와 파라메타의 갯수이다. $|\lambda_i|$ 는 민감도방향으로 고유치 λ_i 의 위치에서 허수축까지의 거리이다. 식(31)에서 τ_{ij} 의 크기가 클수록 시스템은 파라메타의 변화에 대하여 안정성 관점에서 더 강인해 진다는 것을 나타 낸다. 각 파라메타 p_j 의 변화에 대한 각 고유치의 강인성 τ_{ij} 가 $m \times n$ 개가 존재할 때 시스템의

강인성은 가장 적은 τ_{ij} 에 의해 영향을 받게 된다. 따라서 시스템의 안정도-강인성은 다음식에 의해 정의된다.

$$\tau_{\text{robust}} = \min_{\substack{1 \leq i \leq n \\ 1 \leq j \leq m}} \tau_{ij} \quad \text{-----}(32)$$

τ_{robust} 는 그 시스템의 τ_{ij} 의 가장 작은 값을 뜻하며, 수동형 현가장치의 경우는 36.8 이며, 본 연구에서 적용한 LQG/LTR 능동형 현가장치에서는 40.2 이다. 따라서 능동형 현가장치가 수동형에 비해 안정도-강인성이 약 9.2% 증가하였음을 알 수 있다. τ_{ij} 의 가장 작은 값은 m_i (휠/타이어의 질량)의 변화에 따른 고유치의 안정도-강인성임을 주의해야 한다. 표2 와 표3에서 각각 수동형 현가장치 및 능동형 현가장치의 각 고유치의 강인성을 나타내었다. 또한 본 연구에서는 unmodelled 동역학에 의한 불확실성의 영향은 무시할 수 있다고 가정하였다. 이는 1/4 car 모델은 일반적으로 2자유도계 동역학 시스템으로 적절히 기술될 수 있기 때문이다.

6. 시뮬레이션 결과와 토의

6.1 현가장치 고유특성 시뮬레이션

제 3절에서 설명했듯이 승차감, 현가장치 공간확보문제, 조종성간에는 연성관계가 존재하므로 차종에 따른 설계목적용 선정하여 자동차의 특성에 맞도록 제어기를 설계하여야 한다. 이제 승차감(고급승용차의 경우)과 조종성(스포츠카의 경우)에 각각 비중을 두어 설계할 때 이들의 연성관계를 주파수선도를 통하여 살펴보기로 한다.

그림 4는 승차감에 비중을 두어 설계하였을 때의 가속도, 현가장치변위, 타이어변위 주파수선도이다. 그림 4에서 가속도선도의 10Hz 부근의 주파수특성은 변함이 없고, 가속도특성 즉 승차감이 향상됨(수동시스템에서 능동시스템 A 및 B로 주파수특성을 변화시킬 때)에 따라 현가장치변위 특성은 대략 0.9Hz - 5Hz 부근의 주파수특성은 변함이 없고 0.9Hz 이하의 주파수특성이 나빠짐을 볼 수 있다. 타이어변위 특성, 즉 조종특성은 약 0.8Hz ~ 3 Hz 영역에서 승차감이 향상됨에 따라 좋아지나 0.01Hz 이하의 주파수영역과 10Hz 부근의 특성이 나빠진다.

조종성에 비중을 두어 설계할 때도 정성적으로 동일한 결과를 얻게 된다. 1Hz 부근과 10Hz 부근의 조종특성을 향상시키에 따라 가속도선도에서 1Hz 부근의 승차감은 향상되나 10Hz 이상의 고주파에서는 승차감이 나빠지게 된다. 또한 현가장치변위 주파수선도에서는 1Hz 와 10Hz 부근의 특성은 좋아지나 저주파와 고주파영역에서 주파수특성이 나빠지게 된다.

6.2 LQG/LTR 제어기의 성능 시뮬레이션

식(4)에서 $u=0$ 인 수동현가장치 시스템과 4절에서 설

제한 LQG/LTR 제어기의 성능을 주파수영역과 시간영역에서 평가하였다. 그림에서 실선으로 표시한 것은 수동현가장치이고 쇄선으로 표시한 것은 LQG/LTR 방법으로 설계한 능동현가장치이다.

그림 5의 가속도 주파수특성을 보면 0.5 Hz - 3.0 Hz 부근의 승차감이 많이 향상되었음을 알 수 있고, 그림 6의 현가장치변위 특성은 0.5 - 2.5 Hz 부근은 향상되었으나 0.4 Hz 이하의 주파수영역의 특성은 나빠졌다. 그림 7의 조종특성은 0.3 Hz - 2.1 Hz 에서 많이 향상되었음을 알 수 있다. 현가장치변위의 주파수특성이 나빠진 것은 절 6-1 의 시뮬레이션 결과에서 보듯이 승차감과 조종성이 향상되면 현가장치변위 특성이 나빠지는 현가장치의 고유특성에 기인하는 결과라고 생각한다. 따라서, 승차감과 조종성을 향상시키기 위해서 능동제어를 하는 경우 현가장치의 공간이 충분한지 주의해야 할 것이다.

0.1 Hz의 주파수 성분을 갖는 정현파를 외란입력으로 주었을 때의 현가장치변위의 시간선도는 그림 8에 나타내었으며, 수동현가장치에 비해 능동현가장치의 변위가 커졌음을 알 수 있다. 이는 위에서 언급한 결과와 잘 일치하고 있음을 알 수 있다. 그림 9-11는 각각 1 Hz의 주파수성분을 갖는 정현파를 외란입력으로 주었을 때의 가속도, 현가장치변위, 타이어변위 시간선도이다. 이 결과에서는 능동제어 시스템의 성능이 수동식에 비해 월등히 좋아짐을 알 수 있다.

그림 12는 1초간 1m/s의 외란이 들어온다고 가정하였을 때의 필요한 제어입력이다. 이는 자동차가 시속 30 Km/h 로 주행할 때 길이 83cm 높이 10cm의 계단을 1 초만에 통과할 때의 제어입력이라고 할 수 있다. 이 제어입력은 약 1400 N 정도이며, 일반적인 유압램퍼가 발생시킬 수 있는 최대현가력(약 3500 N)에 비해 작은 값이다. 실제 주행시에는 이 정도의 제어력으로 승차감, 조종성을 향상시킬 수 있을 것이라고 생각된다.

7. 결론

본 연구에서는 1/4 car 모델을 사용하여 LQG/LTR 능동제어기를 설계하고 그 안정도-강인성을 해석적으로 살펴보았다. 일반적으로 현가장치는 약 0.5-10 Hz 저주파영역의 밴드통과필터 역할을 한다. 특히 이 부분은 탑승자가 민감하게 느끼는 주파수영역이므로 승차감 및 조종성에 매우 중요하다. 본 논문에서는 0.5-10 Hz 부근의 승차감 및 조종성 향상에 초점을 두고 차체의 속도를 출력변수로 한 LQG/LTR 제어기를 설계하였다. 본 연구에서 얻어진 결과를 요약하면 다음과 같다.

1. 현가장치 고유의 성질로 인하여 승차감, 조종성 및 현가장치변위는 서로 연성되어 있다. 그러므로 자동차의 특성에 맞게 설계사양을 선정하는 것이 필요 하다.
2. LQG/LTR 방법으로 설계한 능동제어기를 실제 자동차에 장착하는 경우, 필요한 센서는 차체의 속도를 측정할 수 있는 4개의 센서이다.
3. LQG/LTR 방법을 현가장치의 능동제어에 활용하므로

써 0.5 Hz - 3 Hz 영역의 승차감과 0.3 Hz - 2.1 Hz 부근의 조종성이 향상됨을 알 수 있다.

4. 능동형 시스템의 안정도-강인성을 평가하는 새로운 인덱스 (식 (32))를 제시하였다.

5. 안정도-강인성 측면에서 능동형 시스템이 수동형에 비해 약 9.2%의 강인성이 증가하였음을 확인하였다.

참고문헌

1. Hedrick, J.K., Butsuen, T., 1988, "Invariant Properties of Automotive Suspensions," Proceedings of IMechE, pp. 35-41.
2. Karnopp, D., 1992, "Power Requirements for Vehicle Suspension Systems," Vehicle System Dynamics, Vol. 21, pp. 65-71.
3. Yue, C., Butsuen, T., Hedrick, J.K., 1989, "Alternative Control Laws for Automotive Active Suspensions," J. Dynamic System, Measurement
4. Butsuen, T, Hedrick, J.K., 1989, "Optimal Semi-Active Suspensions for Automotive Vehicles: The 1/4 car model," presented at the ASME winter Annual Meeting, San Francisco, Calif.
5. Sharp, R.S., Crolla, D.A., 1987, "Road Vehicle Suspension System Design - a Review," Vehicle System Dynamics, Vol. 16, pp. 167-192.
6. Claar, P.W., Vogel, J.M., 1989, "A review of Active Suspension Control for on and off-highway Vehicles," Society of Automotive Engineers Paper no. 892482.
7. 광영학, 박영진, 1992, "능동형 현가 시스템을 위한 모드 SKY-HOOK 감쇠 제어기," 대한기계학회 동역학 및 제어부문 학술강연회 논문집, pp.53-59.
8. 오재용, 이정운, 1992, "모드 연성효과를 고려한 반능동형 현가장치의 진동제어," 대한기계학회논문집, 제16권 3호, pp. 430-442.
9. 송척기, 박호, 오재용, 염성하, 1990, "민감도 해석에 의한 자동차 현가장치의 성능개선에 관한 연구," 대한기계학회논문집, 제14권 6호, pp. 1464-1473.
10. Kwakernak and Sivan, 1972, Linear Optimal Control Systems, Wiley-Interscience and Control, pp.286-291.
11. 김종식, 1989, "선형제어 시스템 공학," 청문각.

표 1. 1/4 car 모델의 계원

Model name	symbol	unit	value
sprung mass	ms	kg	240
unsprung mass	mu	kg	36
damper rate	cs	N sec/m	980
spring rate	ks	N/m	16000
tire stiffness	kt	N/m	160000

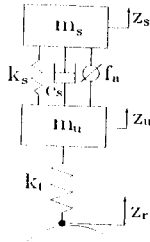


그림 1. 1/4 car 모델의 현가장치 시스템

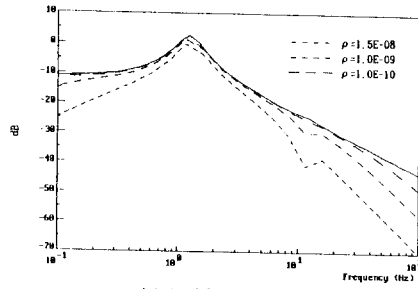


그림 2. 목표필터부파와 푸르전달특성

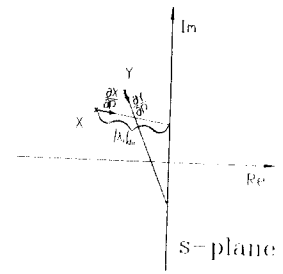


그림 3. 고유치의 민감도의 방향과 안정도-강인성

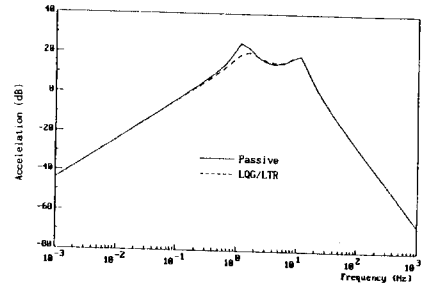
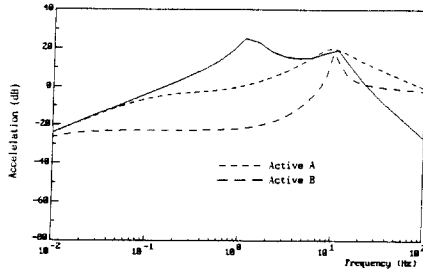


그림 5. 가속도 전달함수

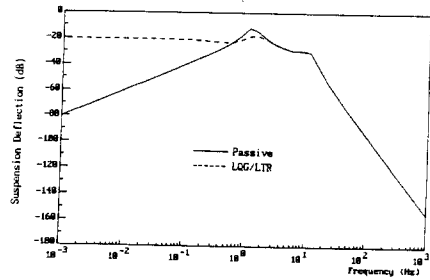
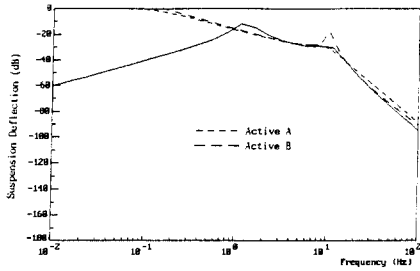


그림 6. 현가장치변위 전달함수

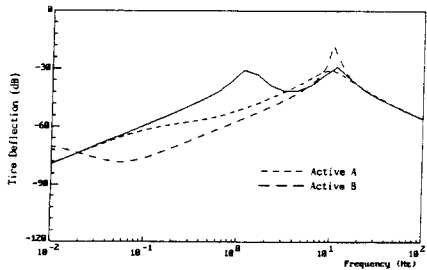


그림 4. 승차감에 비중을 두어 설계했을 때 $H_x(s)$, $H_{sp}(s)$, $H_{TP}(s)$ 의 주파수특성

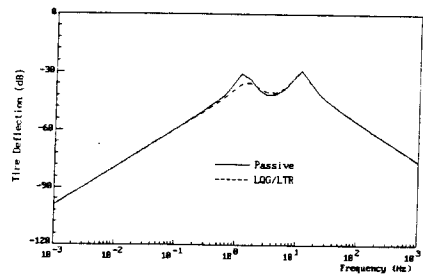


그림 7. 타이어변위 전달함수

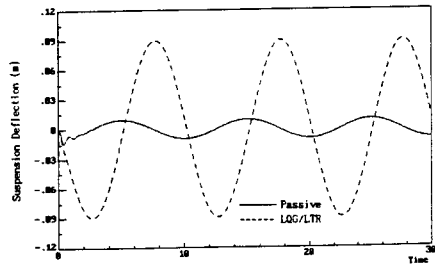


그림 8. 현가장치변위 시간선도

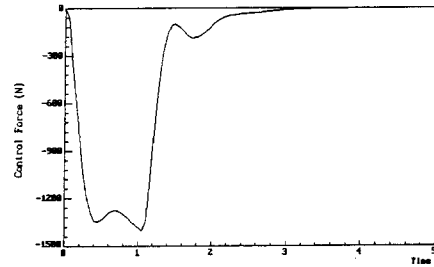


그림 12. 계산용파시 LQG/LTR 제어기의 제어입력

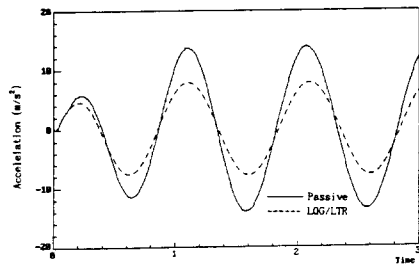


그림 9. 가속도 시간선도

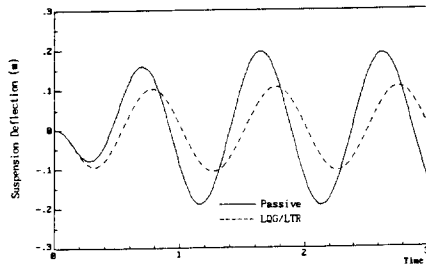


그림 10. 현가장치변위 시간선도

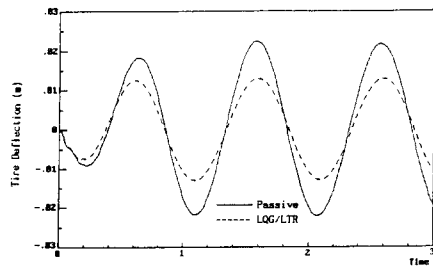


그림 11. 타이어변위 시간선도

표 2. 수동형 현가장치의 안정도-강인성

자동차 계천	Ms	Mu	cs	ks	kt
고유치					
λ_1	$r_{11}=1.1026E+04$ $r_{12}=36.8870$	$r_{13}=984.4899$	$r_{14}=6.6710E+05$ $r_{15}=7.3719E+06$		
λ_2	$r_{21}=1.1026E+04$ $r_{22}=36.8870$	$r_{23}=984.4899$	$r_{24}=6.6710E+05$ $r_{25}=7.3719E+06$		
λ_3	$r_{31}=236.3366$ $r_{32}=1.1721E+04$ $r_{33}=944.9018$	$r_{34}=8.1906E+04$ $r_{35}=9.0512E+05$			
λ_4	$r_{41}=236.3366$ $r_{42}=1.1721E+04$ $r_{43}=944.9018$	$r_{44}=8.1906E+04$ $r_{45}=9.0512E+05$			

표 3. 능동형(LQG/LTR) 현가장치의 안정도-강인성

자동차 계천	Ms	Mu	cs	ks	kt
고유치					
λ_1	$r_{11}=189.1139$ $r_{12}=2.7858E+03$ $r_{13}=2.8453E+03$ $r_{14}=8.6568E+04$ $r_{15}=2.5788E+06$				
λ_2	$r_{21}=2.7694E+03$ $r_{22}=2.3246E+06$ $r_{23}=7.0215E+03$ $r_{24}=1.3640E+04$ $r_{25}=1.0105E+07$				
λ_3	$r_{31}=1.5524E+03$ $r_{32}=40.4725$ $r_{33}=1.1721E+03$ $r_{34}=1.2083E+05$ $r_{35}=2.1788E+06$				
λ_4	$r_{41}=1.5524E+03$ $r_{42}=40.4725$ $r_{43}=1.1721E+03$ $r_{44}=1.2083E+05$ $r_{45}=2.1788E+06$				
λ_5	$r_{51}=8.8351E+03$ $r_{52}=40.2726$ $r_{53}=986.7063$ $r_{54}=5.8837E+05$ $r_{55}=7.2182E+06$				
λ_6	$r_{61}=8.8351E+03$ $r_{62}=40.2726$ $r_{63}=986.7063$ $r_{64}=5.8837E+05$ $r_{65}=7.2182E+06$				
λ_7	$r_{71}=543.2636$ $r_{72}=3.7655E+04$ $r_{73}=2.1237E+03$ $r_{74}=1.5787E+05$ $r_{75}=1.9367E+06$				
λ_8	$r_{81}=543.2636$ $r_{82}=3.7655E+04$ $r_{83}=2.1237E+03$ $r_{84}=1.5787E+05$ $r_{85}=1.9367E+06$				