

유압식 능동형 현가장치의 특성에 관한 연구

송 창 섭 (한양대학교 정밀기계공학과 교수)

이 종 민 (한양대학교 대학원 정밀기계공학과)

1. 서 론

차량현가장치는 주로 운행중 승차감(ride quality)을 향상시키고, 현가장치의 변위(rattle space)를 제한된 범위안에 있도록 유지시켜 주며, 조정안정성(handling performance)을 향상시켜 주는 기능을 수행한다. 승차감을 향상시켜 주기 위해서는 도로 수직입력 및 횡풍 등에 의한 외란으로부터 스프링상질량을 절연 시켜야하며, 조정안정성을 향상시키기 위해서는 타이어나 지면과의 접촉력변화를 최소화 시키면서 타이어가 도로형상을 비슷하게 추종해야 한다. 또한 스프링상 질량과 스프링하 질량과의 충돌이 없어야 하며, 또한 현가장치의 각 링크기구들도 충돌없이 일정한 공간내에서 움직여야 하므로 현가장치의 변위는 제한조건내에 존재하여야 한다.

그러므로 차량현가장치는 승차감, 조정안정성, 현가장치변위 제한조건이라는 상충되는 조건들을 만족시킬 수 있도록 설계되어야 한다. 이는 분명히 세가지 성능의 상대적 가중치에 의해서 결정되는 최적설계로 현가장치를 설계해야 됨을 의미하고 있다. 그러나 기존의 수동형 현가장치로서는 보다 나은 상품에 대한 소비자의 요구를 충족시키기에는 성능면에 있어서 제약이 많이 존재한다. 이 문제점을 해결하기 위해서 반능동형 및 능동형 현가장치에 대한 연구^[1-9]가 다방면에 걸쳐서 활발히 진행되어 왔으며, 반능동형 현가장치는 실제 개발^[9]되어서 차량에 장착되어서 사용되고 있다. 능동형 현가장치는 외부로부터 에너지원을 필요로 하고, 장치가 복잡해지고, 가격이 상승하며, 오동작의 위험성 때문에 실제 적용에 많은 제한이 뒤따르고 있다. 그러나 이러한 제한조건에도 불구하고 최고의 성능을 발휘할 수 있다는 점때문에 이에 대한 연구가 꾸준히 진행되어 왔으며, 조만간 실제 차량에 적용될 수 있는 기술로 발전할 것이다.

본연구에서는 1/4차 모델에 유압실린더와 서보밸브가 장착되었을 때의 성능을 수동형 현가장치와 이상적 능동형 현가장치의 성능과 비교하여 성능에 미치는 유압회로의 동력학적 영향, 및 유압회로의 각 설계인자들이 현가장치의 성능에 어떠한 영향을 미치는가를 규명하고자 한다. 현가장치의 제어법칙으로는 특이점동법을 이용한 최적합성 제어 이론을 사용하였으며,^[11] 운동방정식, 연속방정식을 유도하여 이식들을 RUNGE-KUTTA 방법의 수치해석기법^[10]으로 전자계산기를 통한 모의실험(simulation)을 하여 이 결과를 얻어내었다.

2. 현가장치의 수학적해석 및 제어

2-1. 유압식 능동형 현가장치의 구성

유압식 능동형 현가장치(Hydraulic Active Suspension)가 장착된 1/4차 모델 및 유압회로가 Fig.2-1에 도식적으로 나타나 있다. 1/4차 모델은 2자유도계로서 수동형 현가장치의 요소, 즉 스프링 및 완충기(shock absorber)를 지니고 있으며 여기에 단도드형 유압실린더가 능동제어력을 발휘하는 액츄에이터로 사용되었다. 또 타이어나 완충력을 무시하고 단지 스프링요소만으로 모델링하였다. 스프링상 질량과 스프링하 질량에 각각 가속도계를 부착하여 수직가속도를 측정하고, 그사이에 차동변환기(LVDT)를 부착하여 현가장치의 변위를 측정한다. 제어기에서는 이 신호들을 이용하여서 실린더가 필요한 제어력을 발휘하기 위한 전압을 계산하여 이 전압을 서보밸브에 출력함으로써 현가장치를 제어한다.

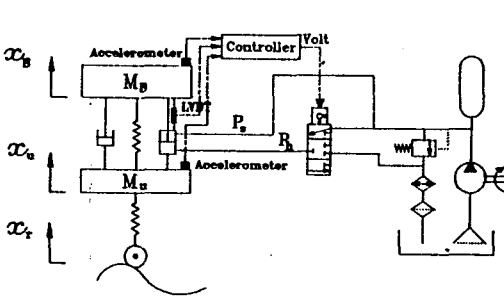
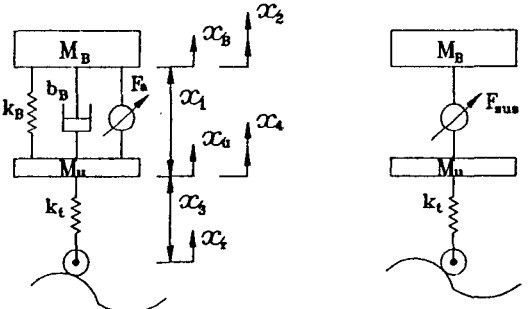


Fig.2-1 Active Suspension System with Servo Valve and Cylinder



(a) with Passive Element (b) without Passive Element
Fig.2-2 1/4 Car Modeling of Active Suspension with Ideal Actuator

2-2. 현가장치의 모델링

Fig.2-2에 이상적인 능동현가장치의 1/4차 모델을 도시하였다. (a)는 수동형 현가장치 요소를 지닌 능동현가장치에 대한 모델링이고, (b)는 수동형 현가장치 요소가 없이 이상적인 액츄에이터만 이루어진 현가장치에 대한 모델링이다.

우선 Fig.2-2(a)의 시스템에 대한 운동방정식을 세우면,

$$M_B \cdot \ddot{x}_B(t) = -b_B(\dot{x}_B(t) - \dot{x}_u(t)) - k_B(x_B(t) - x_u(t)) + F_a(t) \quad \text{----- (2-1.a)}$$

$$M_u \cdot \ddot{x}_u(t) = -b_B(\dot{x}_u(t) - \dot{x}_B(t)) - k_B(x_u(t) - x_B(t)) - k_t(x_u(t) - x_r(t)) - F_a(t) \quad \text{----- (2-1.b)}$$

과 같이 된다. 여기서 운동방정식을 간단히하기 위해 상태변수를 다음과 같이 선정한다.

$$\left. \begin{aligned} x_1(t) &= x_B(t) - x_u(t) & x_2(t) &= \dot{x}_B(t) \\ x_3(t) &= x_u(t) - x_r(t) & x_4(t) &= \dot{x}_u(t) \end{aligned} \right\} \quad \text{----- (2-2)}$$

또, 수동인가장치에서 발휘되는 힘과 역류에이터에서 발휘되는 힘을 전체 현가장치에서 발휘되는 힘, $F_{aus}(t)$ 라고 하면,^[8] 다음과 같다.

$$F_{aus}(t) = -b_B \cdot \dot{x}_1(t) - k_B \cdot x_1(t) + F_a(t) \quad \text{----- (2-3)}$$

식(2-1~3)을 정리하여서 상태공간방정식(state space equation)으로 표현하면,

$$\dot{X}(t) = A \cdot X(t) + B \cdot F_{aus}(t) + D \cdot \dot{x}_r(t) \quad \text{여기서, } X(t) = [x_1(t) \ x_2(t) \ x_3(t) \ x_4(t)]^T \quad \text{----- (2-4)}$$

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & -\omega_f & 0 \end{bmatrix} \quad B = [0 \ 1/M_B \ 0 \ -1/M_u]^T$$

$$D = [0 \ 0 \ -1 \ 0]^T \quad \omega_f^2 = k_t/M_u$$

과 같이된다. 그런데 도로입력, $x_r(t)$ 은 매우 낮은 주파수를 제외하고서는 백색잡음(white noise)의 적분과 상당히 근사되고 있으며^[11], 또 많은 문헌에서 도로의 수직속도입력을 백색잡음이라고 가정^[1-8]을 하고서 문제를 해결하고 있다. 본 논문에서도 LQR문제를 해결하기 위해서 $x_r(t)$ 의 미분항을 백색잡음이라고 가정을 하고 식을 전개해 나가겠다.^[11]

현가장치에 있어서 두개의 시간척도(two-time-scale)성질을 이용하기 위해서 식(2-4)를 특이섭동(singularly perturbation)^[11]형태로 바꿔야 한다. 식(2-4)는,

$$\dot{X}_1(t) = A_{11} \cdot X_1(t) + A_{12} \cdot X_2(t) + B_1 \cdot F_{aus}(t) \quad \text{----- (2-5.a)}$$

$$\varepsilon \cdot \dot{X}_2(t) = \varepsilon \cdot A_{22} \cdot X_2(t) + \varepsilon \cdot B_2 \cdot F_{aus}(t) \quad \text{----- (2-5.b)}$$

여기서,

$$X_1(t) = [x_1(t) \ x_2(t)]^T \quad X_2(t) = [x_3(t) \ x_4(t)]^T$$

$$A_{11} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \quad A_{12} = \begin{bmatrix} 0 & -1 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \quad A_{22} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\omega_f & 0 \end{bmatrix}$$

$$B_1 = [0 \ 1/M_B]^T \quad B_2 = [0 \ -1/M_u]^T \quad \omega_n^2 = k_B / M_B$$

$$\varepsilon = \omega_n / \omega_f : \text{특이섭동계수(singular perturbation coefficient)}$$

이 된다. 다시 상태변수를 바꿔서 식(2-5)를 특이섭동법을 사용할 수 있는 형태로 바꾸면 다음과 같이 된다.

$$\dot{Z}_1(t) = A_{11} \cdot Z_1(t) + A_{12} \cdot Z_2(t) + B_1 \cdot F_{aus}(t) \quad \text{----- (2-6.a)}$$

$$\varepsilon \cdot \dot{Z}_2(t) = A_{22}' \cdot Z_2(t) + B_2' \cdot F_{aus}(t) \quad \text{----- (2-6.b)}$$

여기서,

$$Z_1(t) = X_1(t) \quad Z_2(t) = T \cdot X_2(t) \quad T = \begin{bmatrix} \omega_f & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$A_{22}' = \varepsilon \cdot T \cdot A_{22} \cdot T^{-1} \quad B_2' = \varepsilon \cdot T \cdot B_2$$

2-3. 가격함수 (Cost Function)

LQG 제어이론을 도입하기위하여 승차감, 현가장치변위(rattle space) 및 조정안정성(road-holding)을 고려하여 가격함수를 다음과 같이 선정하고,^[11] 식(2-2,5,6)을 대입하고 정리하면 다음과 같이 된다.

$$J = \frac{1}{2} \int_0^{\infty} [w_1 \cdot \ddot{x}_B(t)^2 + w_2 \cdot (x_B(t) - x_u(t))^2 + w_3 \cdot \dot{x}_u(t)] \cdot dt$$

$$= \frac{1}{2} \int_0^{\infty} \left\{ Z_1(t)^T \cdot \begin{bmatrix} w_2 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \cdot Z_2(t) + Z_2(t)^T \cdot \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & w_3 \end{bmatrix} \cdot Z_2(t) + \frac{w_1}{M_B^2} \cdot F_{aus}(t)^2 \right\} dt \quad \text{----- (2-7)}$$

여기서,

w_1 : 승차감, 동력소비의 가중치, w_2 : 현가장치변위의 가중치, w_3 : 조정안정성의 가중치

여기서, 가중상수, $w_1 \ w_2 \ w_3$ 는 가격함수에 미치는 각 상태량의 영향을 조절하게 되는데, 이 가중상수의 적절한 값들은 해석자의 주관 및 시행착오를 통해서 결정하게 된다. 본 연구에서는 [$w_1 \ w_2 \ w_3$]의 값을 [1 400 16]으로 사용하였다.^[3]

2-4. 합성제어 (Composit Control)^[12]

시스템(2-6)은 고유진동수가 ω_n 인 낮은 하부시스템(2-6.a)(slow subsystem)와 ω_r 인 빠른 하부시스템(2-6.b)(fast subsystem)로 구성되어 있다. 근사적으로 안정된 시스템에서는 ω_r 에 해당하는 빠른 모우드(fast mode)는 단지 초기에 짧은 구간에서만 영향을 미치고 있다. 그러므로 낮은 모우드(slow mode)에서는 빠른 모우드를 무시한다. 빠른 모우드를 무시한다는 것은 빠른 모우드가 무한히 빠르다는 가정과 동일하며, 이는 식(2-6)에서 ϵ 를 0으로 두는 것과 같다. 시스템(2-6)을 빠른 모우드를 무시하고 낮은 모우드만으로 나타낸 낮은 하부시스템은 다음과 같다.

$$\dot{Z}_1(t) = A_n \cdot Z_1(t) + B_n \cdot F_n(t) \quad \text{----- (2-8)}$$

$$\text{여기서, } A_n = A_{11} \quad B_n = B_1 - A_{12} \cdot (A_{22}')^{-1} \cdot B_2'$$

이 낮은 하부시스템에 대한 가격함수^[11]는 식(2-7)로부터 다음과 같이 표현된다.

$$J_n = \frac{1}{2} \cdot \int_0^{\infty} (Z_1(t)^T \cdot Q_n \cdot Z_1(t) + R_n \cdot F_n(t)^2) \cdot dt \quad \text{----- (2-9)}$$

$$\text{여기서, } Q_n = \begin{bmatrix} w_2 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \quad R_n = w_1/M_n^2$$

이 가격함수를 최소화하는 최적제어입력, $F_{n, opt}(t)$ 는 다음과 같다.

$$F_{n, opt}(t) = G_n \cdot Z_1(t) = -R_n^{-1} \cdot B_n^T \cdot K_n \cdot Z_1(t) \quad \text{----- (2-10)}$$

여기서 K_n 는 양의한정대칭행렬(positive definite symmetric matrix)으로서 대수학적 Riccati방정식의 근이다.

빠른 하부시스템을 유도하기 위해서 빠른 과도상태에서는 낮은 모우드에 해당하는 변수들이 상수라고 가정을 한다.

$$\dot{Z}_1(t) = \dot{Z}_2(t) = 0 \quad \text{----- (2-11)}$$

식(2-11)를 이용해서 식(2-6)을 빠른 모우드만으로 나타낸 빠른 하부시스템으로 다시 표현하면,

$$\epsilon \cdot \dot{Z}_2(t) = A_r \cdot Z_2(t) + B_r \cdot F_r(t) \quad \text{----- (2-12)}$$

$$\text{여기서, } Z_2(t) = Z_2(t) - Z_{2s}(t) \quad F_r(t) = F_{aus}(t) - F_s(t) \quad Z_2(0) = Z_2(0) - Z_{2s}(0)$$

$$A_r = A_{22}' \quad B_r = B_2'$$

이 된다. 이 낮은 빠른시스템에 대한 가격함수^[11]는 식(2-7)로부터 다음과 같이 표현된다.

$$J_r = \frac{1}{2} \cdot \int_0^{\infty} (Z_2(t)^T \cdot Q_r \cdot Z_2(t) + R_r \cdot F_r(t)^2) \cdot dt \quad \text{----- (2-13)}$$

$$\text{여기서, } Q_r = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & w_3 \end{bmatrix} \quad R_r = w_1/M_n^2$$

이 가격함수를 최소화하는 최적제어입력, $F_{r, opt}(t)$ 는 다음과 같다.

$$F_{r, opt}(t) = G_r \cdot Z_2(t) = -R_r^{-1} \cdot B_r^T \cdot K_r \cdot Z_2(t) \quad \text{----- (2-14)}$$

여기서 K_r 는 양의한정대칭행렬(positive definite symmetric matrix)으로서 대수학적 Riccati방정식의 근이다.

식(2-10, 14)에 의해서 최적제어입력, $F_{aus, opt}(t)$ 는,

$$\begin{aligned} F_{aus, opt}(t) &= F_{n, opt}(t) + F_{r, opt}(t) = (I + G_r \cdot (A_{22}')^{-1} \cdot B_2') \cdot G_n \cdot Z_1(t) + G_r \cdot Z_2(t) \\ &= G_n \cdot Z_1(t) + G_r \cdot Z_2(t) \end{aligned} \quad \text{----- (2-15)}$$

$$\text{여기서, } I : \text{단위행렬, } 0 : \text{영행렬, } G_r \cdot (A_{22}')^{-1} \cdot B_2' = 0, \quad G_n = [G_1 \ G_2], \quad G_r = [0 \ G_4]$$

식(2-15)에 의하면 G_3 가 0이되어서 타이어변위인 상태변수, $z_3(t)$ 가 궤환(feedback)되지 않고 있다. 이는 전상태궤환제어(full-state feedback control)보다 상당히 효과적인 제어방법인데, 그 이유는 타이어의 변위량을 측정한다는 것은, 즉 도로입력을 측정한다는 것은 매우 어려운 일이기 때문이다.

그러므로 식(2-3)에 의해서 액튜에이터가 만들어내야할 힘은 다음과 같다.

$$F_{ref}(t) = F_{a, opt}(t) = F_{aus, opt}(t) + b_n \cdot \dot{z}_1(t) + k_b \cdot z_1(t) \quad \text{----- (2-16)}$$

2-5 능동한가장치 유압회로 해석 및 힘궤환제어

Fig. 2-3과 같이 인계중립형 3위치 3포오트 서보밸브와 단로트형 유압실린더의 유압회로 구성하고^[13], 이에 따라서 유압회로를 해석한다. 이때 공급압, P_s 는 일정하며, 배출압력, P_r 는 대기압으로 가정했다. 또 실린더내 압력분포는 일정하고, 작동유체의 온도와 밀도는 일정하다고 가정을 하였다.

입력전압과 서보밸브스풀의 변위와의 관계는 실험식으로 다음과 같이 선형화 되어진다.^[14]

$$\dot{x}_v(t) = -\frac{1}{\tau_v} \cdot x_v(t) + \frac{K}{\tau_v} \cdot V_{olt}(t) \quad \text{----- (2-17)}$$

또 서보밸브의 오리피스에 유량방정식을 적용하면 밸브스풀의 변위에 따른 유량과 압력과의 관계가 다음식으로 주어진다.

$$Q_h(t) = \begin{cases} C_d \cdot \omega \cdot x_v(t) \cdot \text{sign}(P_s - P_h(t)) \cdot [2 \cdot (P_s - P_h(t)) / \rho]^{1/2} & \text{when } x_v \geq 0 \\ -C_d \cdot \omega \cdot x_v(t) \cdot \text{sign}(P_h(t) - P_r) \cdot [2 \cdot (P_h(t) - P_r) / \rho]^{1/2} & \text{when } x_v < 0 \end{cases} \quad (2-18)$$

여기서, $\text{sign}(f(t)) = \begin{cases} 1 & \text{when } f(t) \geq 0 \\ -1 & \text{when } f(t) < 0 \end{cases}$

실린더 헤드쪽 관제역(control volume)에 대하여 연속방정식을 적용하면 다음과 같이 된다. 여기서 실린더의 외부누설은 미소량이므로 무시하고, 내부누설만을 고려하였다.

$$Q_h(t) - Q_l(t) = \frac{dV_h(t)}{dt} + \frac{V_h(t)}{\beta_o} \cdot \frac{dP_h(t)}{dt} \quad (2-19)$$

여기서, $V_h(t) = V_{line} + A_h \cdot (x_B(t) - x_U(t)) + x_{normal}$

$$Q_l(t) = C_l \cdot (P_s - P_h(t)) \quad P_h(0) = A_r \cdot P_s / A_h = \gamma \cdot P_s$$

그러므로 실린더에서 발휘되는 힘, $F_a(t)$ 는,

$$F_a(t) = A_h \cdot P_h(t) - A_r \cdot P_s = A_h \cdot (P_h(t) - P_h(0)) \quad (2-20)$$

이며, 이 힘이 능동현가장치의 제어력이 되는 것이다. 힘을 제어하기 위하여, 이 힘을 귀환하는 힘귀환제어시스템(force-feedback control system)을 구성하였다. 즉, 서보밸브의 입력전압, $V_{oit}(t)$ 는 다음과 같이 제어된다.

$$V_{oit}(t) = K_F \cdot (F_{ref}(t) - F_a(t)) \quad (2-21)$$

2-6 전체 제어기의 설계

가속도계와 차동변환기로 상태변수를 측정하고, 측정된 상태변수를 사용하여 최적합성제어 알고리즘인 식(2-16)에 따라서 $F_{ref}(t)$ 를 구한다. 다시 다시 식(2-21)에 따라서 서보밸브의 입력전압을 구한다. 그러나 식(2-21)에서 $F_a(t)$ 를 하중계(load cell)를 이용하여 측정하기보다는 이미 측정된 신호를 가지고서 식(2-1.a)를 사용하여 추정된 힘으로 대체하였다. 즉, 추정된 실린더의 힘(estimated cylinder force), $F_{ao}(t)$ 는,

$$F_{ao}(t) = M_B \cdot \ddot{x}_B(t) + b_B(\dot{x}_B(t) - \dot{x}_U(t)) + k_B(x_B(t) - x_U(t)) \quad (2-22)$$

과 같고, 식(2-21)는 다음과 같이 바뀐다.

$$V_{oit}(t) = K_F \cdot (F_{ref}(t) - F_{ao}(t)) \quad (2-23)$$

그러므로 식(2-15, 22, 23)을 이용한 전체 제어기의 구성은 Fig.2-4와 같이 된다.

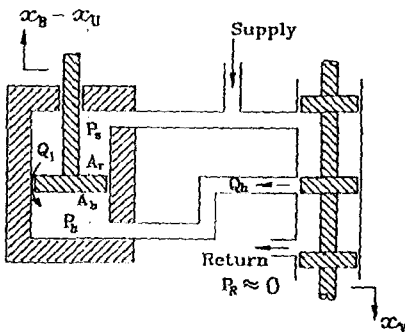


Fig.2-3 Three-Way Spool Valve with an Single Rod Cylinder

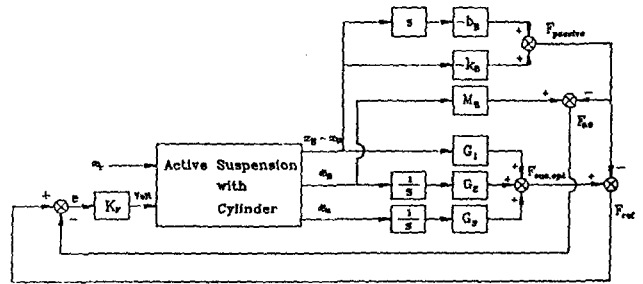


Fig.2-4 Block Diagram of Hydraulic Active Suspension Controller

3. 수치해석의 필요 고찰

수치해석에 사용된 1/4차 모델의 설계인자는 Table 3-1^[13]과 같고, 유압회로의 기본설계 인자들은 Table 3-2와 같다.^[16] 2장에서 기술한 모델링과 제어알고리즘을 사용하여 4차 RUNGE-KUTTER 수치해석기법^[16]을 사용하였다.

3-1 현가장치 시스템의 비교

수동형 현가장치, 이상적인 능동형 현가장치, 그리고 유압실린더를 갖춘 능동형 현가장치의 도로수직계단입력(Fig.3-1.1)에 대한 응답특성과 주파수 응답특성을 비교하였다.

우선 계단입력의 경우를 보면(Fig.3-2), 과도상태의 초기에는 실린더의 동특성이 역작용을 하여서 수동형보다 급격한 변화물 일으킨 후 완만하게 정상상태로 수렴을 하였다. 그러나 이상적인 능동형 현가장치와는 전혀 다른 형태의 응답특성을 보여주고 있다.

Table 3-1 Simulation Parameter of 1/4 Car Model

parameter	symbol	unit	value
sprung mass	M _B	kg	240
unsprung mass	M _U	kg	36
suspension damping	b _B	Nsec/m	1000
suspension stiffness	k _B	N/m	16000
tire stiffness	k _t	N/m	160000

Table 3-2 Basic Simulation Parameter of Hydraulic System

symbol	unit	value	symbol	unit	value
P _S	MPa	4.	τ _v	sec	0.0055
ω	m ² /m	0.01	C _i	m ⁵ /N·sec	5×10 ⁻¹²
γ	-	0.5	C _d	-	0.6
A _h	m ²	0.0005	K	m/Volt	0.00016
ρ	kg/m ³	850.	K _F	Volt/N	0.01
β _o	N/m ²	3.5×10 ⁸	V _{line}	m ³	7.2×10 ⁻⁶

주파수 응답특성은 수동형 현가장치의 공진주파수가 1 [Hz]와 10 [Hz] 근방에 존재하므로 0.1 [Hz]부터 100 [Hz] 사이의 주파수 대역에서 행하였다. 현가계의 주파수 응답함수를 평가하기위해 다음과 같은 새가지의 전달함수(Transfer Function : TF)를 이용하였다.^[3]

$$\left. \begin{aligned}
 H_{AC}(s) &= \frac{\ddot{X}_B(s)}{\dot{X}_r(s)} && : \text{sprung mass acceleration TF} \\
 H_{SD}(s) &= \frac{X_B(s) - X_U(s)}{\dot{X}_r(s)} && : \text{suspension deflection TF} \\
 H_{TD}(s) &= \frac{X_U(s) - X_r(s)}{\dot{X}_r(s)} && : \text{tire deflection TF}
 \end{aligned} \right\} \text{---(3-1)}$$

그 결과는 Fig.3-3에 나타나 있는데 승차감에 현저한 영향을 미치는 스프링상 질량 가속도 전달함수의 1차공진은 완전히 사라져 훌륭한 제진효과를 보여 주고 있으나, 조종안정성과 관련이 있는 타이어 변위 전달함수에서는 3-10 [Hz]사이에서 수동형보다 나쁜결과를 보여주고 있다. 특히 현가장치의 변위 전달함수에서는 저주파에서 수동형보다 큰 진동을 하고 있는데 이는 현가장치의 강성이 줄어들었음을 의미한다. 이는 승차감향상을 위해서는 조종안정성이나 현가장치의 변위가 나빠짐을 감수해야 함을 의미하고 있다. 또, 이상적인 현가장치와 비교하면, 성능이 떨어지고 있음을 보여주고 있다. 특히 스프링상 질량 가속도 전달함수는 실린더의 동특성에 의해서 90 [Hz]부근에서 또하나의 공진점을 지니고 있어서, 고주파 영역에서 상당히 성능이 떨어지고 있다.

3-2 최적입력과 실린더 출력과의 비교

기본설계인자를 가지고 수치해석을 하였을 때, 최적입, F_{or}(t)와 실제 실린더에서 발휘되는 힘, F_a(t)은 Fig.3-1과 같은 도로수직계단입력과 정현파입력의 경우에 대하여서 Fig.3-4와 같이 나타난다. Fig.3-4(a)에서 보던 초기과도 상태시 F_{or}(t)가 음의 값으로 나타나나 현가장치변위가 수축됨으로 인해 실린더 헤드쪽이 압력이 상승하여 실린더는 반대의 힘을 발휘하고 있음을 알 수 있다. 이는 실린더가 현가장치의 성능에 역작용을 하고 있음을 보여주고 있다. 또, Fig.3-4(b)에 의하면 F_{or}(t)가 0으로 접근하는 일부구간을 제외하고는 F_a(t)가 F_{or}(t)를 추종하지 못하고 있는데 이는 현가장치 변위가 발생하여서 헤드쪽 압력의 상승이나 강하를 저해하고 있기 때문이다.

3-3 유압설계인자의 영향

1) 공급압(P_S)의 변화에 따른 응답특성

공급압이 각각 1, 2, 4, 6, 8 [MPa]인 경우에 대하여 그 응답특성을 구하였다. Fig.3-5에 나타난 응답특성을 보면 화살표 방향이 공급압이 높아짐에 따른 응답특성인데, 공급압이 높아짐에 따라서 스프링상질량의 변위는 상당히 줄일 수 있었다. 이는 공급압이 높을 수록 큰힘을 발휘할 수 있으며, 유량을 크게해주고 있기 때문이다.

2) 밸브의 개구면적구배(ω:area gradient)의 변화에 따른 응답특성

밸브의 개구면적구배를 각각 0.01, 0.009, 0.008, 0.007, 0.006 [m²/m]로 변화시켜가면서 구한 응답특성이 Fig.3-6에 나타나 있다. 화살표 방향이 밸브의 개구면적구배가 커진 경우이다. 그림에서 보던 밸브의 개구면적구배는 특히 계단입력에서 스프링상 질량의 운동에 큰 영향을 미치고 있는데 이는 밸브스풀이 조금만 움직여도 많은 유량을 흐르게 하여 현가장치의 변위에 따라 실린더 헤드쪽의 압력상승을 막아주고 있기 때문이다.

3) 실린더의 면적비(γ:area ratio)의 변화에 따른 응답특성

면적비를 각각 0.3, 0.4, 0.5, 0.6, 0.7로 변화시켜 그 응답특성을 구하였다. Fig.3-7(a)를 보던 면적비가 적을 수록 좋은 특성을 보여주고 있으나, (b)에서 보던 정현파 입력에 대한 단로트형 실린더의 특성인 드리프트(drift)현상^[15]이 나타나고 있다. 시스템에 따라서 입력편차(input shift)전압^[16]을 서보밸브에 주어야 한다. 그러나 본 시스템에서는 면적비가 0.5일때 입력편차전압이 없이도 천이현상이 있음을 알 수 있었다.

4) 실린더 헤드면적(A_h)의 변화에 따른 응답특성

헤드면적을 0.0005, 0.0006, 0.0007, 0.0008, 0.0009 [m²]로 바꿔가면서 응답특성을 구하였다. Fig.3-8에서 보던 헤드면적이 커지면서 전체적으로 응답특성이 저하되고 있음을 알 수 있다. 이는 실린더의 조그만 변위에도 많은 유량이 필요하기 때문이다. 그러므로 큰 실린더를 사용하여 큰 힘을 얻는 것은 지향해야할 설계임을 알 수 있다.

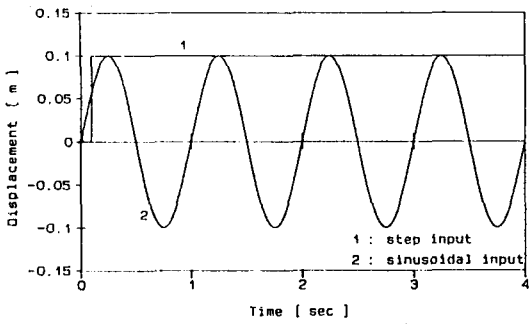
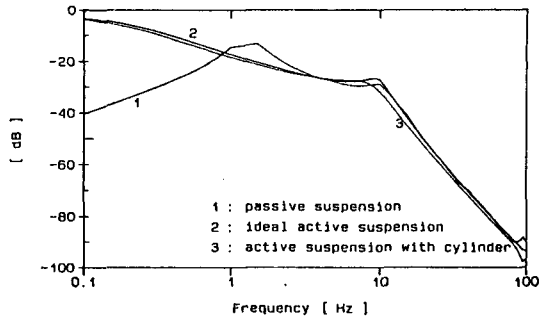
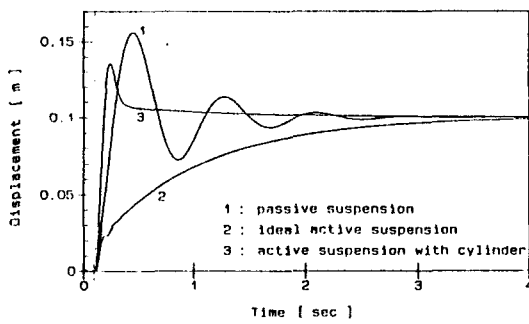


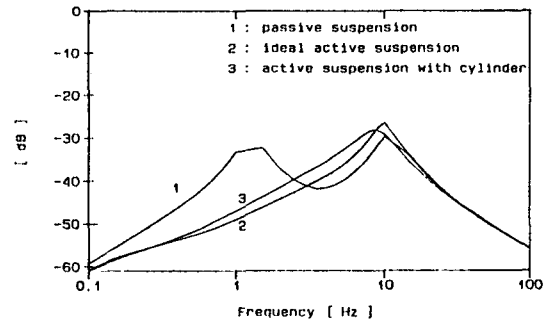
Fig.3-1 Step Input and Sinusoidal Input



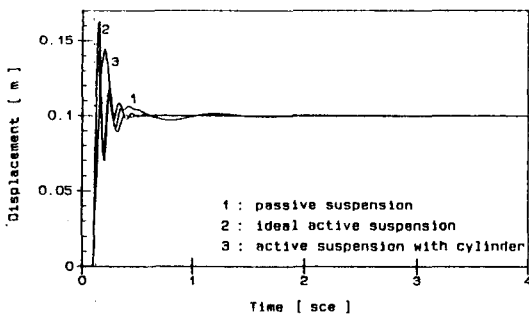
(b) suspension deflection transfer function



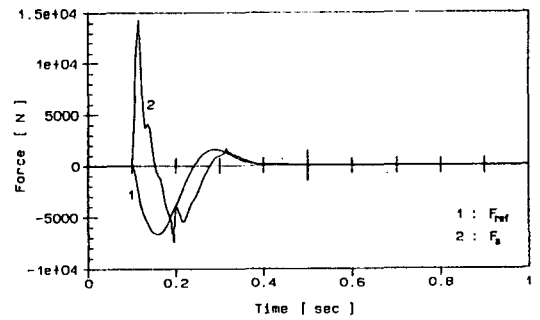
(a) sprung mass deflection



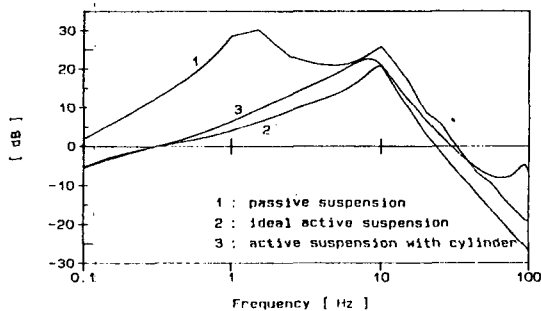
(c) tire deflection transfer function
Fig.3-3 Frequency Response



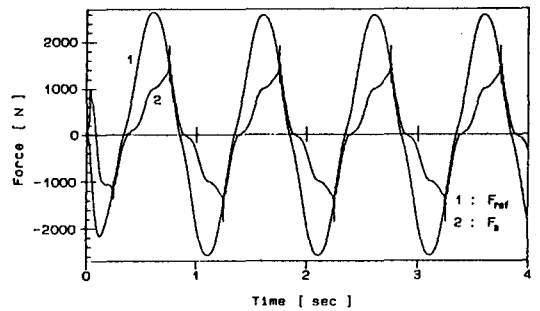
(b) unsprung mass deflection
Fig.3-2 Time Response for Step Input



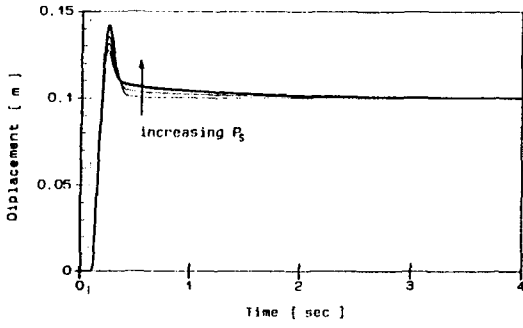
(a) for step roadinput



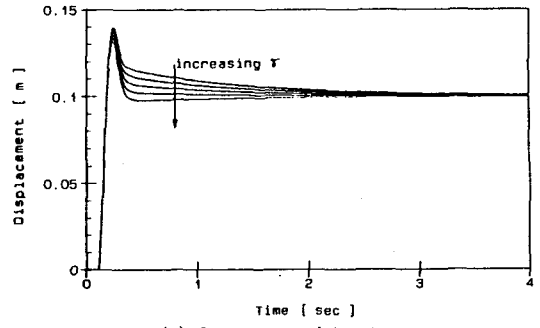
(a) sprung mass acceleration transfer function



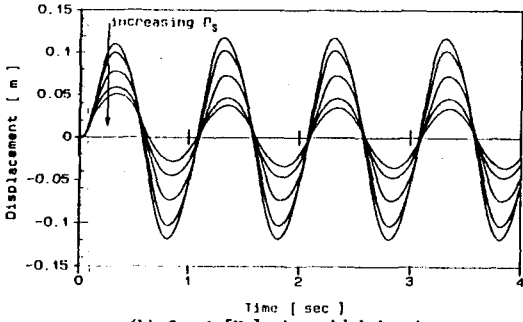
(b) for 1 [Hz] sinusoidal input
Fig.3-4 Variation of Optimal Force and Cylinder Force



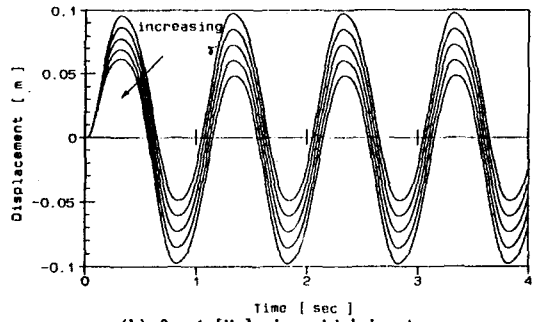
(a) for step road input



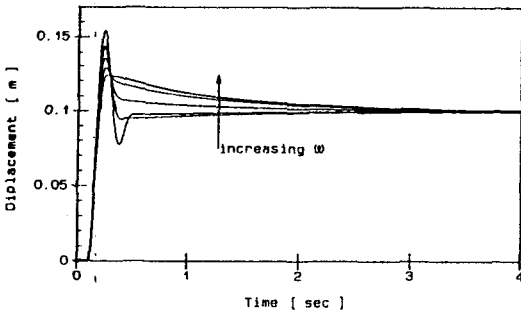
(a) for step road input



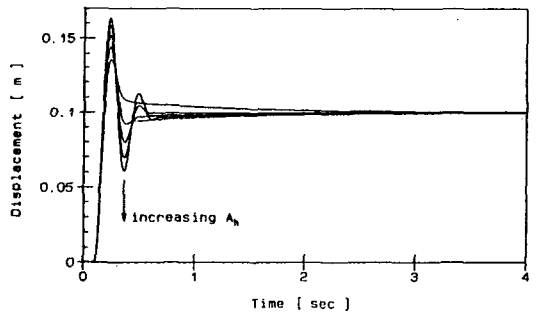
(b) for 1 [Hz] sinusoidal input
Fig.3-5 Sprung Mass Displacement according to Supply Pressure Variation



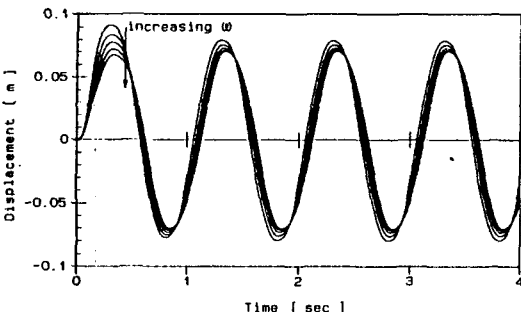
(b) for 1 [Hz] sinusoidal input
Fig.3-7 Sprung Mass Displacement according to Cylinder Area Raion Variation



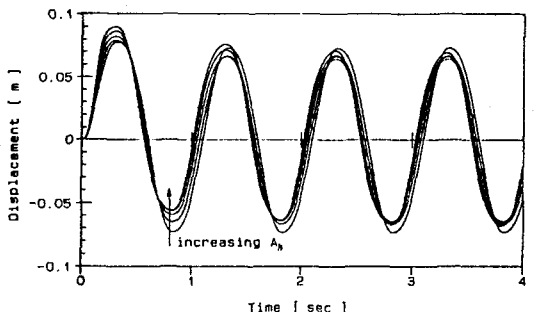
(a) for step road input



(a) for step road input



(b) for 1 [Hz] sinusoidal input
Fig.3-6 Sprung Mass Displacement according to Spool Area Gradient Variation



(b) for 1 [Hz] sinusoidal input
Fig.3-8 Sprung Mass displacement according to Cylinder Head Area Variation

4. 결 론

유압실린더를 역류에이터로 장착한 능동형 현가장치의 응답특성을 수치해법으로 고찰한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 유압실린더를 설치한 능동형 현가장치는 20 [Hz]이하의 주파수영역에서 이상적인 능동형 현가장치보다 약간 성능이 떨어지지만 수동형 현가장치 보다는 우수한 주파수 응답특성을 얻을 수 있었다.
2. 유압실린더를 설치한 능동형 현가장치의 성능을 개선하기 위해서는 공급압, P_s 를 증가시키며, 동시에 스폴밸브의 개구면적구배, ω 를 키워야하나, 적은 압력으로 큰힘을 내기위하여 단면적(A_h)이 큰 실린더의 사용하였을 경우 실린더의 응답특성이 저하되어서 현가장치의 성능을 저하시켰다.
3. 적절한 실린더의 면적비(γ)의 선택으로 정현파 입력에 대한 단로드형 실린더의 특성인 드리프트(drift)현상을 입력편차(input shift)전압 없이 막을 수 있었다.
4. 계단입력과 같은 급작스런 도로입력시 초기 과도상태 기간에 실린더의 헤드쪽 압력(P_h)이 상승하여 현가계의 성능을 저하시키고 있으므로, 초기 과도상태시의 성능향을 향상시키기 위한 연구가 앞으로의 과제라 하겠다.

참 고 문 헌

- [1] M. A. SALMAN, A. Y. LEE, and N. M. DOUSTANY, "Reduced Order Design of Active Suspension Control", Transaction of the ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 112, DECEMBER 1990, pp 604-610
- [2] C. YUE, T. BUTSUEN, and J. K. HIRICK, "Alternative Control Laws for Automotive Active Suspensions", Transaction of the ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 111, JUNE, 1989, pp. 286-291
- [3] 박호, "자동차 현가 장치의 성능감도해석 및 능동진동제어에 관한 연구", 한양대학교 박사학위논문, 1990
- [4] A. HAC, "Adaptive Control of Vehicle Suspension", Vehicle System Dynamics, 16, 1987, pp. 57-74
- [5] A. G. THOMPSON, "Optimal and Suboptimal Linear Active Suspension for Road Vehicles", Vehicle System Dynamics, 13, 1984, pp. 61-72
- [6] H. K. SACHS, "An Adaptive Control for Vehicle Suspensions", Vehicle Suspension Dynamics, 1979, pp. 201-206
- [7] D. L. MARGOLIS, "The Response of Active and Semi-active Suspensions to Realistic Feedback Signal", Vehicle System Dynamics, 11, 1982, pp. 267-282
- [8] P. Barak, & D. Hrovat, "Application of the LQG approach to design of an automotive suspension for three-dimensional vehicle models", Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Advanced Suspensions, October, 1988, pp. 11-26
- [9] 川原崎由博, 福永由紀夫, 長谷川普一, 奥山雄司, 黒豆友孝, "油壓アクティブサスペンションの開発", 自動車技術, Vol. 44, No. 1, 1990, pp. 120-127
- [10] W. H. PRESS, B. P. FALNNERY, S. A. TEUKOLSKY, & W. T. VETTERLING, "Numerical Recipes in C", Cambridge University Press, 1988
- [11] A. ISIDORI, "Nonlinear Control Systems. An Introduction", 2nd Edit., Springer-Verlag, 1989, pp. 447-457
- [12] J. H. CHOW, & P. V. KOKOTOVIC, "A Decomposition of Near-Optimum Regulators for Systems with Slow and Fast Modes.", IEEE Transactions on Automatic Control, Vol. AC-21, Oct., 1976, pp. 701-705
- [13] H. E. MERRITT, "Hydraulic Control System", John Wiley & Sons, 1967
- [14] W. J. THAYER, "Transfer Function for Moog Servovalves.", Moog Tech. Bulletin 103, Servo Controls, Inc., 1965
- [15] K. TAKAHASHI, and Y. TAKAHASHI, "Dynamic Characteristics of a Spool-Valve-controlled Servomotor with a Non-symmetrical Cylinder", Bulletin of the JSME, Vol. 23, No. 181, July, 1980, pp. 1155-1162
- [16] 신대영, "유압 서보시스템의 속도제어를 위한 관측기 설계에 관한 연구", 한양대학교 석사학위 논문, 1990