

# 비대칭형 유압 실린더를 사용한 능동 현가 시스템의 RBF 신경회로망을 이용한 제어기 설계

論 文

48A - 5 - 15

## Nonlinear Control of Active Suspensions using RBF Network with Asymmetric Hydraulic Cylinder

張 惟 進\* · 金 相 禹\*\*  
(Yu Jin Jang · Sang Woo Kim)

**Abstract** - This paper suggests a suboptimal control scheme of an active suspension system with an asymmetric hydraulic cylinder. In this paper a quarter car model including a nonlinear actuator dynamics is used. A feedback linearization technique is applied to obtain a linear model. An LQ regulator is designed with the linear model to keep robustness against sprung mass variation. The gain of the LQ regulator which depends on the damping coefficient of the damper is calculated by using an RBF neural network for real time application. The improvement achieved with our design is illustrated through comparative simulations.

**Key Words** : Active suspensions, Feedback linearization, Optimal control, RBF network

### 1. 서 론

자동차의 현가 시스템은 승객의 승차감을 위하여 수직방향으로 전달되는 힘을 최소화하고 조향성 및 안전을 위하여 타이어의 수축/이완을 최소화하도록 설계되어야 한다. 기존의 수동 현가 시스템은 고정된 특성으로 인하여 이 두 가지 성능을 동시에 향상시키지 못하고 서로 절충하는 방식으로 설계된다. 또한 수동 현가 시스템은 다양하게 변하는 차량의 무게나 노면의 상태에 효과적으로 대처하기 힘들다. 수동 현가 시스템의 이러한 한계를 극복하기 위하여 수동 현가 시스템에 적절한 구동기를 설치하고 이를 효과적으로 제어하여 차량 및 노면의 다양한 변화에도 승차감과 조향성을 향상시키기 위한 장치인 능동 현가 시스템에 관한 많은 연구가 진행되어 왔다. 능동 현가 시스템의 제어에는 주로 스카이훅제어와[1], 최적제어가[2,3,4] 많이 적용되었으며, 적응제어[5], 퍼지제어[6], 강인제어[7,8] 등도 사용되어 많은 좋은 결과를 얻었다. 그러나 이러한 연구에서는 구동기로 사용되는 유압 실린더의 비선형 특성을 고려하지 않았기 때문에 실제 적용했을 때 성능이 상당히 저하되는 단점이 있다. 최근 유압 실린더의 비선형성을 고려한 제어기법들이 연구되고 있다[9,10,11]. Thompson과 Chaplin은 힘제어(force control)를 이용한 최적제어를[9], Alleyne과 Hedrick은 적응

제어를[10], Jung-Shan과 Ioannis는 back stepping을 적용하였으나[11] 이들 모두 실린더를 대칭형으로 가정하였다. 그러나 실제 차량에는 비대칭형 실린더가 적합하다. Wani과 Byungyun은 비대칭형 유압실린더만을 사용한 능동현가 시스템에서 실린더의 비선형성을 고려하여 비선형 힘제어 방식을 이용한 스카이훅 제어기를 제시했다[12]. 그러나 완충기로서 댐퍼를 사용하는 모든 경우에 있어서 실린더의 속도에 따라 변하는 댐핑 특성을 고려하지 않았다.

본 논문에서는 실제 차량에 설치하기 적합한 비대칭형 유압 실린더를 구동기로 채택하고, 유압 실린더의 비선형성과 속도에 따라 변하는 댐퍼의 댐핑계수를 고려하여 제어기를 설계 하고자 한다. 능동 현가 시스템에서 구동기를 포함하여 모델링을 하면 비선형 방정식으로 표현되어 다양한 선형제어 이론을 적용하기 힘들다. 또한 댐퍼의 댐핑특성이 실린더의 운동 속도에 따라 변하고 승차인원의 변화에 따라서 차량의 중량이 상당히 변한다. 본 논문에서는 구동기의 비선형성 문제를 해결하기 위하여 궤환선형화(Feedback Linearization) 방법을 적용하였다. 이렇게 얻은 외형적인 선형 모델을 이용하여 차량의 중량 변화에 강인한 제어기를 설계하기 위하여 LQ(Linear Quadratic) 최적제어기법을 채택하였다. 변하는 댐퍼의 댐핑 특성을 고려하기 위하여 실린더의 운동 속도가 바뀔 때마다 새로운 최적제어 이득을 계산하여 적용하였다. 최적제어 이득을 계산하는 데는 상당한 시간이 소요되기 때문에 실시간 제어가 거의 불가능하게 되며 일반적으로 이득계획법(gain scheduling)을 사용한다. 본 논문에서는 RBF(Radial Basis Function) 신경회로망을 이용하여 최적제어 이득을 근사하였다. 즉, 실린더 운동 속도를 입력으로 하고 최적제어 이득을 출력으로 하는 RBF

\* 正 會 員 : 浦項工科大 電子電氣工學科 博士課程

\*\* 正 會 員 : 浦項工科大 電子電氣工學科 助教授 · 工博

接受日字 : 1998年 10月 15日

最終完了 : 1999年 3月 31日

신경회로망을 구성하여 실시간 제어가 가능한 제어기를 설계하였다.

본 논문의 구성은 다음과 같다. 2장에서는 비대칭형 유압 실린더를 갖는 능동 현가 시스템의 1/4 차 모델 및 유압 실린더, 그리고 댐퍼의 댐핑 특성을 설명하고, 3장에서는 케환선형화와 RBF 신경회로망을 이용한 최적제어기를 설계하고 안정성을 보인다. 4장에서는 모의 실험을 통하여 제안된 제어기의 우수함을 보이고 5장에서 결론을 맺는다.

2. 능동 현가 시스템의 모델 및 실린더의 댐핑 특성

2.1 능동 현가 시스템 모델

본 논문에서는 포항공대에서 제작된 1/4 차 능동 현가 시스템을 모델링하여 제어기 설계 및 모의실험에 사용하였다. 이 시스템에는 비대칭형 유압 실린더와 댐퍼가 장착되어 있으며 그림 1과 같은 전형적인 1/4 차 모델로 표현된다.

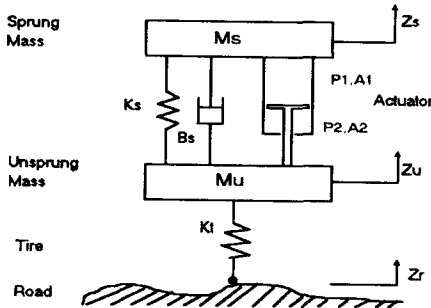


그림 1 1/4 차량 모델  
Fig. 1 Quarter car model

그림 1에서  $M_s$ ,  $M_u$ ,  $K_s$ ,  $B_s$  는 각각 능동 현가 시스템의 스프링 상 질량(sprung mass), 스프링 하 질량(unsprung mass), 스프링 상수(spring constant), 댐퍼의 댐핑계수(damping coefficient)이며,  $K_t$  는 타이어의 스프링 상수로 이들의 값은 표 1과 같다. 또한  $z_s$ ,  $z_u$ ,  $z_r$  은 각각 스프링 상 질량의 변위, 스프링 하 질량의 변위, 노면의 변위를 나타내며,  $P_1$ ,  $P_2$ ,  $A_1$ ,  $A_2$  는 각각 실린더 양측의 압력 및 유효면적을 표시한다.

표 1 모델의 매개변수들의 값  
Table 1 Model parameter

$M_s$	280 Kg
$M_u$	50 Kg
$K_s$	23520 N/m
$B_s$	not constant
$K_t$	179070 N/m

그림 1에서 스프링 상 질량과 스프링 하 질량의 운동 방

정식은 다음과 같다.

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

여기서  $F_a$  는 유압 실린더가 내는 힘을 나타낸다.

비대칭형 유압 실린더는 힘을 발생시키는 부분인 유압 실린더와 필요한 유량을 제어하는 서보밸브로 구성되어 있으며 그 구조는 그림 2와 같다. 이 그림에서  $Q_1$ ,  $Q_2$  는 서보밸브의 입력 및 출력 유량이고,  $P_s$ ,  $P_r$ ,  $\rho$ ,  $\beta$ ,  $L$ ,  $u$  는 각각 공급유압, 배출유압, 유체 밀도, 유체의 체적 탄성계수, 실린더길이, 서보밸브 제어 전압을 표시하고 이들의 값은 표 2와 같다.

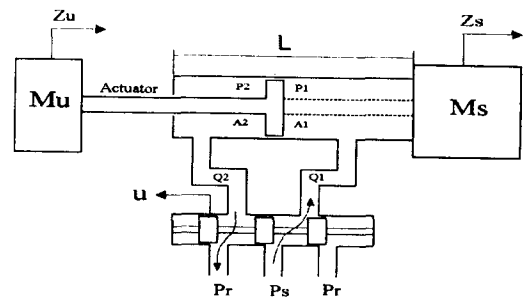


그림 2 비대칭형 유압 실린더 구조  
Fig. 2 Asymmetric cylinder

표 2 유압 실린더에 관계된 변수와 그 값  
Table 2 Parameters of asymmetric cylinder

$A_1$	actuator area ( $M_s$ side)	0.002	$[m^2]$
$A_2$	actuator area ( $M_u$ side)	0.0013	$[m^2]$
$P_s$	source pressure	$10^7$	$[Pa]$
$\rho$	oil density	860	$[kg/m^3]$
$\beta$	bulk modulus	$1.4 \times 10^9$	$[N/m^2]$
$K_{eq}$		$3.5635 \times 10^{-8}$	
$L$	actuator length	0.16	$[m]$
$u$	servo valve control voltage	-10 ~ +10	$[volt]$

서보밸브 제어전압  $u$ 와 스푼(spool) 변위는 선형관계이고, 서보밸브의 유량(flow rate)과 압력 강하에 따른 관계식은 다음과 같다. [12]

$$\begin{aligned} Q_i &= K_{eq} u \sqrt{\Delta P_i} \quad i=1,2 \\ \Delta P_1 &: \begin{cases} P_s - P_1 & \text{if } u > 0 \\ P_1 & \text{if } u < 0 \end{cases} \\ \Delta P_2 &: \begin{cases} P_2 & \text{if } u > 0 \\ P_s - P_2 & \text{if } u < 0 \end{cases} \end{aligned} \quad (2)$$

그림 2에 나타난 유압 실린더의 길이의 최대 변화량은 초기에 유압실린더의 헤드(head)가 정 중앙에 위치한다는 가정하에서  $\pm 8cm$  이다. 유체의 연속 방정식으로부터 다음

과 같은 식을 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} Q_1 - C_{ip}(P_1 - P_2) - C_{ep}P_1 &= \frac{dV_1}{dt} + \frac{V_1}{\beta} \frac{dP_1}{dt} \\ C_{ip}(P_1 - P_2) - C_{ep}P_2 - Q_2 &= \frac{dV_2}{dt} + \frac{V_2}{\beta} \frac{dP_2}{dt} \end{aligned} \quad (3)$$

식 (3)에서  $V_1, V_2$ 는 각 챔버(chamber)의 부피를 나타내 고,  $C_{ip}$ 는 실린더 내부의 누설계수를 나타내며  $C_{ep}$ 는 실린더 외부의 누설계수를 나타낸다. 식 (3)에서 유압실린더의 누설계수(Leakage coefficient)의 영향이 작기 때문에 무시하면 각각의 압력의 변화는 다음과 같은 관계로 나타난다.

$$\begin{aligned} \dot{P}_1 &= \frac{A_1\beta}{V_1} (Q_1 - A_1(z_s - z_u)) \\ \dot{P}_2 &= \frac{A_2\beta}{V_2} (-Q_2 + A_2(z_s - z_u)) \\ V_1 &= A_1\left(\frac{L}{2} + z_s - z_u\right) \\ V_2 &= A_2\left(\frac{L}{2} + z_u - z_s\right) \end{aligned} \quad (4)$$

이때 유압 실린더가 발생시키는 힘은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$F_a = P_1A_1 - P_2A_2 \quad (5)$$

식 (2),(4),(5)를 이용하면 다음과 같은 식을 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{F}_a &= \beta K_{\infty} \left( \frac{A_1\sqrt{\Delta P_1}}{V_1} + \frac{A_2\sqrt{\Delta P_2}}{V_2} \right) u \\ &\quad - \beta \left( \frac{A_1^2}{V_1} + \frac{A_2^2}{V_2} \right) (z_s - z_u) \end{aligned} \quad (6)$$

### 2.2 댐퍼의 댐핑특성

그림 3은 댐퍼의 댐핑특성을 나타내는 그림이다. 가로축은 실린더의 움직이는 속도를 나타내고 있고, 세로축은 실린더의 운동속도에 따른 댐핑 특성을 표시하고 있다. 여섯 개의 점에서 댐핑계수를 계산한 것을 표 3에 나타냈다. 이때 측정된 댐핑계수 사이의 값은 linear interpolation을 이용한 값을 가정했다.

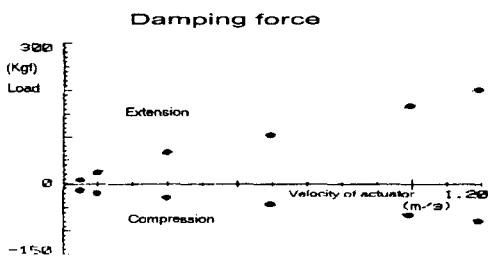


그림 3 속도에 따른 댐핑 특성 (1Kgf = 9.8N)  
Fig. 3 Damping property (1Kgf = 9.8N)

표 3 속도에 따른 댐핑 계수의 값

Table 3 Damping coefficient

Actuator Velocity ( m/s)	Damping Coefficient Bs ( Nsec/m )	
	Extension	Compression
0.049	1620	2820
0.099	2331	1960
0.29	2265	978
0.59	1731	710
0.99	1658	652
1.19	1662	642

실린더의 운동방향에 따라 댐핑 계수가 최소치를 기준으로 4배 이상 변함을 알 수 있다. 그러므로 제어기 설계시 댐핑 계수의 이러한 특성이 반드시 고려되어야 한다.

## 3. 제어기 설계

### 3.1 유압 실린더의 힘제어

기존의 최적제어기 설계에서는 유압실린더의 비선형성이 고려되지 않고 설계되었다. 식(1)에서  $F_d$ 를  $F_a$ 로 대체한 후  $F_d$ 를 이상적인 힘의 입력으로 가정하고 최적 제어기를 설계하여  $F_d$ 를 구하고 구한 힘을 내기 위하여 힘제어(force control)를 이용하였다. 그림 4는 힘 제어기의 블록다이어그램을 나타내고 있다.

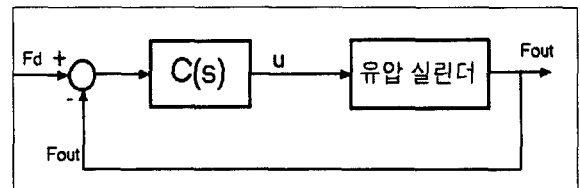


그림 4 힘 제어 블록 다이어그램

Fig. 4 Block diagram of force control unit

그림 4에서 힘 제어기  $C(s)$ 는 여러번의 모의 실험을 통하여 다음과 같이 정하였다.

$$C(s) = \frac{0.000314s + 2}{s}$$

$F_d$ 를 구하기 위해 식(1)에서  $F_a$ 를  $F_d$ 로 대체한 후 상태방정식을 구하면 다음과 같다.

$$\dot{x} = Ax + BF_d + G\dot{z}_r \quad (7)$$

여기서,

$$x = [z_s \quad z_u \quad z_s - z_u \quad z_u - z_s]^T$$

$$A = \begin{bmatrix} -\frac{B_s}{M_s} & \frac{B_s}{M_s} & -\frac{K_s}{M_s} & 0 \\ \frac{B_s}{M_u} & -\frac{B_s}{M_u} & \frac{K_s}{M_u} & -\frac{K_t}{M_u} \\ 1 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$B = \left[ \frac{1}{M_u} \quad -\frac{1}{M_u} \quad 0 \quad 0 \right]^T, \quad G = [0 \ 0 \ 0 \ -1]^T$$

이다. 성능 평가 함수는 다음과 같이 설정하였다.

$$J = \int_0^\infty (\rho_1 \dot{z}_s^2 + \rho_2 \dot{z}_u^2 + \rho_3 (z_s - z_u)^2 + \rho_4 (z_u - z_r)^2 + r F_d^2) dt \quad (8)$$

제어기의  $B_s$ 를 1500 Nsec/m로 고정하고 여러번의 모의 실험을 통하여  $\rho_1 = 6300$ ,  $\rho_2 = 50$ ,  $\rho_3 = 5000000$ ,  $\rho_4 = 1000000$ ,  $r = 0.00001$ 으로 설정하였으며 이때의 최적제어 이득은 다음과 같다.

$$[k_1 \ k_2 \ k_3 \ k_4] = [397 \ 166 \ -16458 \ 16037]$$

이때  $F_d$ 는 다음과 같다.

$$F_d(t) = -kx(t) = -[k_1 \ k_2 \ k_3 \ k_4]x(t) \quad (9)$$

식(3)에서 대칭형 유압 실린더를 가정하면  $Q_1 = Q_2$ 가 되고  $P_1 + P_2 = P_s$ 인 관계가 성립한다.  $P_L = P_1 - P_2$ 라 두면 서보밸브의 방정식은 다음과 같이 표현된다.

$$Q_L = Q_1 = Q_2 = K_{eq} u \sqrt{P_s - \text{sign}(u) P_L} \quad (10)$$

$V_t = V_1 + V_2$ ,  $A = A_1 = A_2$ 라 두고 식 (3)을 하나의 식으로 나타내면 다음과 같다.

$$Q_L = A(\dot{z}_s - \dot{z}_u) + (C_{ip} + \frac{C_{ep}}{2})P_L + \frac{V_t}{4\beta} \dot{P}_L \quad (11)$$

따라서 유압 실린더가 내는 힘  $F_{out}$ 은  $F_{out} = P_L A$ 로 나타낼 수 있다. 식 (10),(11)을 보면 유압 실린더의 운동속도가  $F_{out}$ 에 영향을 줄을 알 수 있다.

그림 4와 같이 독립적인 구동기 제어 시스템을 구성하고, 구동기의 특성을 능동 현가 제어시스템 설계시 고려하지 않은 경우에는 구동기 제어 시스템의 응답 속도가 능동 현가 제어시스템의 응답 속도에 비하여 현저하게 빠르지 않으면 전체 시스템의 성능이 저하된다. 일반적으로 유압 실린더의 응답 속도가 느리므로 구동기 제어 시스템의 응답 속도를 빠르게 하는 데는 물리적인 한계가 있다. 즉 구동기 제어 시스템의 응답을 빠르게 하기 위해서는 대용량의 유압 시스템이 필요하지만 이를 자동차에 설치하기 위해서는 그 크기가 제한된다. 또한 유압 실린더의 운동속도가 구동기

제어 시스템의 외란으로 작용하고 이는 노면 변화량의 함수이므로 구동기 제어 시스템에서 이를 완전히 제거하기란 매우 힘들다. 그러므로 구동기의 특성을 고려하여 전체 제어 시스템을 구성하는 것이 바람직하다.

### 3.2 계환 선형화를 이용한 최적제어기 설계

계환 선형화를 이용해서 식(6)을 변형하자. 제어입력  $u$ 를 다음과 같이 두자.

$$u = \frac{v + \beta \left( \frac{A_1^2}{V_1} + \frac{A_2^2}{V_2} \right) (z_s - z_u)}{\beta K_{eq} \left( \frac{A_1 \sqrt{\Delta P_1}}{V_1} + \frac{A_2 \sqrt{\Delta P_2}}{V_2} \right)} \quad (12)$$

식(12)를 이용하면 식(6)은 다음과 같이 된다.

$$\dot{F}_a = v \quad (13)$$

여기서  $v$ 는 새로운 제어 입력이 된다. 식 (1)과 (13)으로부터  $v$ 를 새로운 입력으로 하는 새로운 선형화된 모델을 얻을 수 있다.

$$\dot{x} = Ax + Bv + G\dot{z}_r \quad (14)$$

여기서,

$$x = [z_s - z_u \quad \dot{z}_s \quad z_u - z_r \quad \dot{z}_u \quad F_a]^T,$$

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & -1 & 0 \\ -\frac{K_s}{M_s} & -\frac{B_s}{M_s} & 0 & \frac{B_s}{M_s} & \frac{1}{M_s} \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ \frac{K_s}{M_u} & \frac{B_s}{M_u} & -\frac{K_t}{M_u} & -\frac{B_s}{M_u} & -\frac{1}{M_u} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

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

이다. 선형화된 모델에 대하여 최적제어 이론을 적용할 수 있다. 성능 평가함수를 다음과 같이 잡는다.

$$J = \int_0^\infty (\rho_1 \dot{z}_s^2 + \rho_2 (z_s - z_u)^2 + \rho_3 (z_u - z_r)^2 + \rho_4 F_a^2 + r v^2) dt$$

여기서  $\rho_i, i=1,2,3,4, r$ 은 가중치(weight)를 나타낸다. 최적제어 알고리즘에서는 특정 변수의 가중치를 크게 하면 해당 변수에 더 중점을 두어서 성능평가 함수를 최소화한다.  $\dot{z}_s$ 은 스프링 상 질량(sprung mass)의 수직방향 가속도를 나타내며 크기가 작을수록 승차감이 향상된다.  $z_s - z_u$ 는 현가 변위(rattle space)를 나타내며 실제 자동차에서는 그 범위가 한정되어 있다. (본 논문에서는  $\pm 8\text{cm}$ 이

다.)  $z_u - z_r$ 은 타이어의 수축 정도를 나타내며 타이어의 접지력(road holding)을 나타내는 지표가 된다. 이것의 크기가 작을수록 안정성이 좋다고 할 수 있다.  $F_a$ 는 유압실린더에서 내는 힘을 나타낸다. 능동 현가 시스템에서 중점을 두어야 할 것은 승차감과 안정성이므로 승차감 향상을 위해서 운전자가 느끼는 수직 방향의 가속도 성분을 더 줄이도록  $\rho_1$ 을 크게 정했으며 안정성 향상을 위해서 타이어의 수축/이완되는 크기를 최소화하기 위해서  $\rho_3$ 를 큰 값으로 정했다. 나머지 가중치 값들은 여러번의 모의 실험을 통하여 결정하였다.

$J$ 를 상태벡터  $x$ 와 제어입력  $v$ 로 표시하면 다음과 같다.

$$J = \int_0^{\infty} (x^T Q x + r v^2) dt$$

여기서  $Q = C^T M C$  로 표시되며,  $r = 0.000001$ 이고  $\rho_1, \rho_2, \rho_3, \rho_4$ 는 각각 400000, 100, 1000000000, 1 이며  $C, M$ 은 다음과 같다.

$$C = \begin{bmatrix} -K_s/M_s & -B_s/M_s & 0 & B_s/M_s & 1/M_s \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix},$$

$$M = \begin{bmatrix} \rho_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \rho_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \rho_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \rho_4 \end{bmatrix}$$

평가지수  $J$ 를 최소화하는 제어입력은 다음 식으로 표시된다.

$$v(t) = -kx(t) = -[k_1, k_2, k_3, k_4, k_5]x(t) \quad (15)$$

여기서  $k = B^T P / r$  이고  $P$  는 다음의 대수 리카티 방정식의 정칙 해이다.

$$A^T P + P A - P B B^T P / r + Q = 0 \quad (16)$$

그러나 댐핑 계수  $B_s$ 가 실린더의 속도에 따라 변하므로 제어이득  $k$ 는 실린더 속도의 함수가 되고 매순간 다시 구해야 한다.

### 3.3 안정성 분석

계환 선형화를 이용하여 선형 모델을 얻은 후  $B_s$ 의 변화에 따라 계산한 최적제어 이득을 적용한 전체 시스템은  $B_s$ 의 LPV (Linear Parameter Varying) 시스템으로 볼 수 있으며 이러한 경우의 전체 시스템의 안정성은 다음과 같이 보일 수 있다. 식 (14), (15)에서  $z_r$ 을 제외한 모델은 다음과 같이 표현된다.

$$\dot{x} = (A(B_s) - Bk(B_s))x = G(B_s)x \quad (17)$$

여기서  $k(B_s)$ 는  $B_s$ 에 따라 ARE(Algebraic Riccati Equation)을 계산하여 얻은 최적 제어 이득으로서  $B_s$ 만의 함수이다. 이러한 시스템이 안정하기 위해서는 모든 가능한  $B_s$ 에 대하여 다음의 식을 만족하는 공통의 positive definite 한  $P$ 가 존재하여야 한다.

$$G(B_s)P + PG(B_s)^T < 0 \quad (18)$$

$B_s$ 가 640 Nsec/m 에서 2820 Nsec/m까지 변할 때  $B_s$ 를 1 Nsec/m씩 증가시켜서 2181가지의  $B_s$ 와 그때의 최적제어 이득값에 대하여 위 식을 만족하는  $P$ 를 LMI (Linear Matrix Inequality)를 이용하여 찾아보면 다음과 같다.

$$P = \begin{bmatrix} 5.3086e+001 & 2.5759e+000 \\ 2.5759e+000 & 1.5583e+000 \\ -7.3896e+000 & -5.1371e+000 \\ -2.8892e-002 & 7.6393e-003 \\ -1.4099e-004 & 5.5317e-006 \\ -7.3896e+000 & -2.8892e-002 & -1.4099e-004 \\ -5.1371e+000 & 7.6393e-003 & 5.5317e-006 \\ 9.9968e+002 & 6.3707e-001 & -1.9591e-005 \\ 6.3707e-001 & 2.8119e-001 & 5.4504e-006 \\ -1.9591e-005 & 5.4504e-006 & 1.0582e-008 \end{bmatrix}$$

위의  $P$ 는 positive definite 하므로 전체 시스템은 안정함을 알 수 있다.

### 3.4 RBF 신경회로망을 이용한 최적제어 이득 근사

$B_s$ 가 변할 때마다 최적제어 이득을 계산하는 것은 대수 리카티 방정식의 해를 이용하므로 매우 많은 계산 시간을 요구하기 때문에 위와 같은 제어기는 실시간 적용이 어렵다. 본 논문에서는 제어이득 계산시간을 줄여서 실시간 적용이 가능하도록 하면서 보다 세밀하게 제어이득을 근사하기 위하여 RBF 신경회로망을 이용하였다.

그림 3과 표 3의 데이터를 이용하여 유압 실린더의 운동 속도가 -0.6m/s ~ 0.8m/s 사이에서 변할 때 그에 따른 댐퍼의 댐핑 계수 ( $B_s$ )를 얻고 이를 이용하여 최적제어 이득을 오프라인(off-line)으로 계산한다. -0.6m/s ~ 0.8m/s의 수치는 모의실험을 통하여 실린더가 시스템에 장착되었을 때 낼 수 있는 최대의 속도 범위보다 조금 큰 범위로 정한 것이다. 이렇게 속도범위가 줄어는 것은 유압 실린더에 걸리는 부하의 영향 때문이다. 그림 5는 실린더의 상대속도 ( $z_s - z_u$ )와 최적제어이득 사이의 관계를 보여주고 있다.  $k_1$ 과  $k_5$ 는 거의 상수로 들 수 있다. 따라서  $k_2, k_3, k_4$ 만 학습시켜서 사용하였다.  $k_2, k_3, k_4$ 를 학습시킨 결과는 그림 6과 같다. 이때 사용한 RBF 신경회로망의 노드는

18개씩이다.

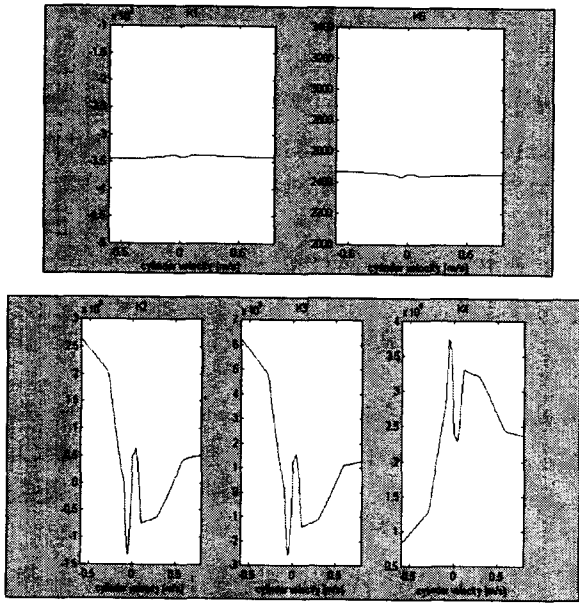


그림 5 유압 실린더의 속도에 다른 최적제어 이득  
Fig. 5 Optimal gain according to cylinder velocity

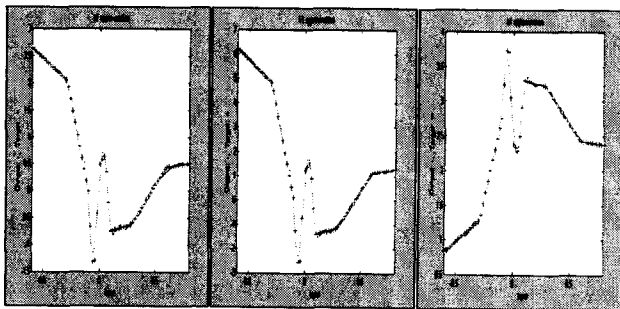


그림 6  $k_2, k_3, k_4$ 의 학습결과  
(+ : 학습용 데이터, - : RBF 신경회로망의 출력)  
Fig. 6 Training Result of  $k_2, k_3, k_4$   
(+ : Target data, - : Output of RBF network)

#### 4 모의실험

##### 4.1 현가 시스템의 성능 비교

제안된 능동 현가 시스템의 성능을 검증하기 위하여 너비 2m, 높이 3cm인 범프(그림7)를 자동차가 시속 18km의 속력으로 통과하는 상황을 모의실험 하였다. 수동 현가 시스템과 힘 제어를 이용한 능동 현가 시스템에 대하여도 모의실험을 수행하여 각각의 성능을 비교하였다. 기존의 힘제어를 이용한 방식과 제안한 제어기는 사용하는 성능 평가항수가 다르기 때문에 직접적인 비교는 어렵지만 성능을 비교하기 위하여 안정성을 비슷한 정도로 유지하면서 승차감을 향상시키기 위하여 많은 모의 실험을 수행하였다. 즉, 기존의 힘제어를 한 경우와 본 논문에서 제안한 방법의 성능을 비교하기 위하여 로드홀딩( $z_u - z_r$ )을 비슷한 정도가 되도록

록 하면서 스프링 상 질량에서의 수직방향의 가속도가 최소가 되도록 많은 모의실험을 통하여 튜닝을 하였다. 모의 실험 결과 스프링 상 질량의 가속도 응답( $\ddot{z}_s$ )과 로드홀딩( $z_u - z_r$ ) 응답, 현가변위( $z_s - z_u$ ) 응답은 그림 8과 같다.

그림 8을 보면 로드홀딩( $z_u - z_r$ ) 응답의 크기는 비슷하지만 스프링 상 질량의 가속도 크기는 본 논문에서 제안한 제어기가 우수함을 알 수 있다. 현가 변위의 응답은 제한된 범위( $\pm 8cm$ )에서만 움직이면서 0cm로 가는 시간이 수동현가 시스템과 비교해서 떨어지지만 않으면 된다. 그림을 보면 제안한 제어기의 경우와 힘제어를 한 경우 모두 수동현가 시스템보다 빨리 0cm로 접근함을 볼 수 있으며, 이때 현가 변위의 움직임은 폭은 제안한 제어기의 경우가 힘제어를 한 경우보다 크게 나타남을 알 수 있다. 물론 힘제어를 한 경우에서 가중치를 변화시켰을 때 현가변위를 더 크게 움직이게 만들어서 결과적으로 스프링 상 질량의 수직방향 가속도를 줄여 승차감을 향상시킬 수 있을지도 모르지만 수많은 모의 실험 결과 그러한 가중치는 찾을 수 없었다. 반면 제안한 방식으로는 몇번의 튜닝으로 만족할 만한 결과를 얻을 수 있었다. 스프링 상 질량의 가속도 응답은 제안된 제어기를 사용했을 경우가 나머지 경우 보다 최대 절대값 기준으로 30% 정도 줄어들었다.

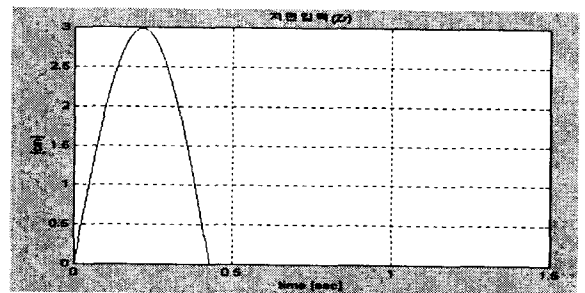
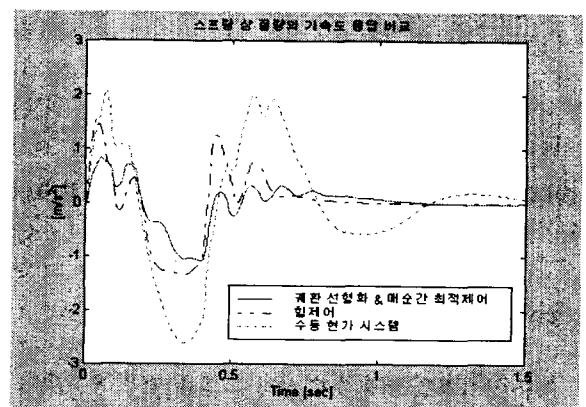
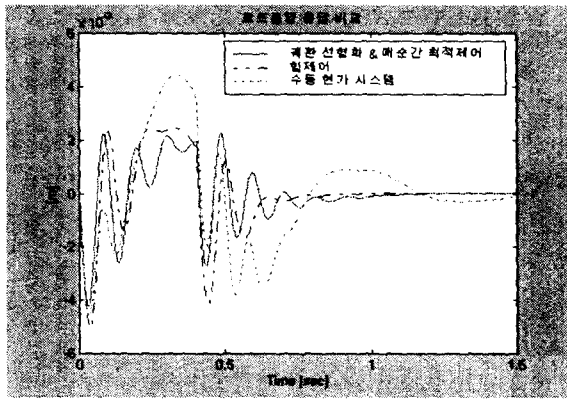


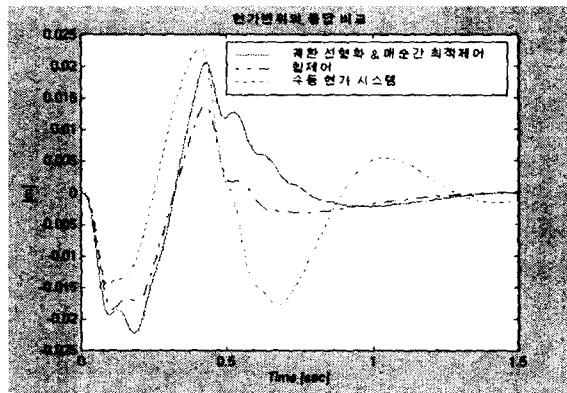
그림 7 지면입력  
Fig. 7 Road Input



a. 스프링 상 질량의 가속도 응답 비교  
a. Acceleration Response of the Sprung Mass



b. 로드홀딩 응답 비교  
b. Road Holding Response



c. 현가변위 응답 비교  
c. Rattle Space Response

그림 8 가속도, 로드홀딩, 현가변위 응답 비교(범프 높이 3cm)

Fig. 8 Acceleration of the Sprung Mass, Road Holding and Rattle Space Response (bump height 3cm)

#### 4.2 RBF 신경 회로망을 이용한 최적제어기

그림 9는 매 순간 ARE(Algebraic Riccati Equation)를 풀어서 최적제어 이득을 계산하여 제어한 것과 오프라인(off-line)으로 계산한 최적제어 이득을 RBF 신경회로망을 이용하여 학습시켜 제어한 것의 스프링 상 가속도 응답을 비교한 것이다. 이때 지면 입력으로는 4.1절에서와 마찬가지로 높이가 3cm인 범프를 가정했다. RBF 신경 회로망을 이용한 제어기의 성능이 떨어지지 않으면서도 실시간 적용이 가능함을 알 수 있다.

#### 4.3 스프링 상 질량 변화에 대한 제안된 제어기의 성능

승차인원에 따라 스프링 상 질량이 변화할 수 있다. 이러한 스프링 상 질량이 주는 영향을 분석하기 위하여 앞의 모의 실험에서 사용한 스프링 상 질량 280 kg을 기준으로 20kg, 40kg, 60kg이 추가됐을 때, 4.2에서와 같은 상황에서

의 스프링 상 질량의 응답을 그림 10에 나타냈다. 그림 10에서 스프링 상 질량의 변화에도 불구하고 승차감은 많은 영향을 받지 않음을 알 수 있다.

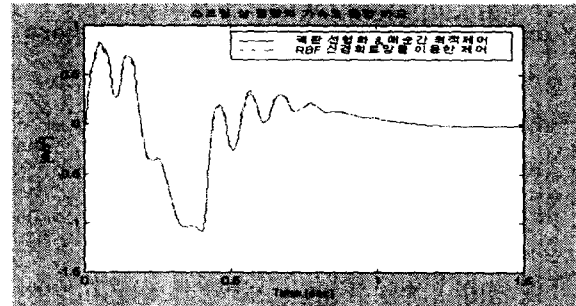


그림 9 RBF 신경회로망을 이용한 최적 제어기의 성능 비교  
Fig. 9 Performance of proposed controller

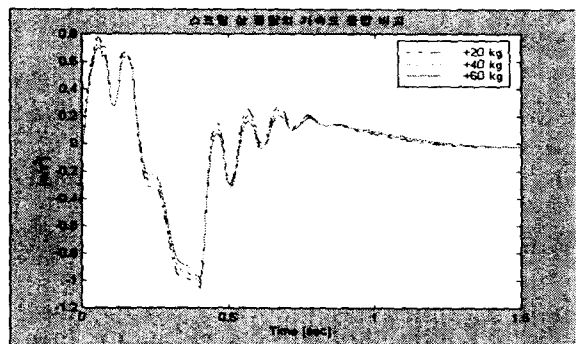


그림 10 스프링 상 질량이 변화할 때의 스프링 상질량의 가속도 응답

Fig. 10 Acceleration Response when Sprung Mass is changed

### 5. 결론

능동 현가 시스템의 구동기로 사용되는 비대칭형 유압실린더는 운동방정식이 비 선형이고 댐퍼는 실린더의 운동속도에 따라 댐핑계수가 변하는 특성이 있으며, 승차인원의 수에 따라서 차량의 질량 또한 변한다. 본 논문에서는 이러한 특성을 고려하기 위하여 계환선형화와 최적제어기법을 이용하여 제어기를 설계하고 안전성을 보였다. 또한 이러한 제어기는 제어이득을 계산하는데 많은 시간이 걸려서 실시간 적용이 어렵기 때문에 실시간 적용을 위해서 RBF 신경회로망을 이용하여 오프라인으로 계산한 실린더의 운동 속도에 따른 최적제어 이득을 근사하였다. 모의 실험을 통하여 제안된 제어기가 기존의 힘 제어를 이용한 최적제어기보다 뛰어난 성능을 보임을 입증했으며, 스프링 상 질량의 변화에도 강한 특성을 가짐을 보였다. 또한 RBF 신경회로망을 이용하여 최적제어 이득을 근사하여 사용하여도 매순간 최적제어 이득을 계산하여 제어한 경우와 거의 비슷한 성능을 가짐을 보였다.

본 논문에서 사용한 최적제어에서 고정된 가중치를 이용하였는데, 댐핑 계수에 따른 최적의 가중치가 어떤 형태이며

이들을 제어기 설계에 어떻게 반영하여야 할 지와, 센서(sensor)의 개수를 줄이기 위한 관측기(observer) 설계에 관한 연구가 더 진행되어야 할 것이다.

본 연구는 '96년도 POSCO의 기술개발비 지원에 의한 결과임.

### 참 고 문 헌

- [1] D.Karnnop & M.J Crosby, "Vibration Control using semi-active force generaor", J.of Engineering for Industry, Trans. of the ASME, pp.619-626, May, 1974
- [2] 이병윤, "신경망을 이용한 능동현가 시스템의 자기동조 최적제어기 설계", 포항공과대학교 전자전기공학과 1997년 석사학위논문
- [3] A. G. Thompson "an Active Suspension with Optimal linear State Feedback", Vehicle System Dynamics 5(1976), pp. 187-203
- [4] A. Hac , " Adaptive Control of Vehicle Suspension" , Vehicle System Dynamics. 16 (1987), pp.57-74
- [5] Vallurupalli. S.S ,Dukkipati, R. V and Osman, M.O.M , "Adaptive Active Suspension to attain Optimal Performance and maintain Static Equilibrium Level", Int. J. of Vehicle Design , vol. 14. nov 5/6, 1993
- [6] Sangyong Moon, "Implementation of a Fuzzy Controller for Automotive Active Suspensions", Proceedings of ISL Winter Workshop, vol.7, Feb.16-18, 1994
- [7] Moran, A. and Nagagi. M " Analysis and Design of Active Suspension by  $H_{\infty}$  Robust Control theory", JSME International Journal, series III ,Vol. 35, No.3 , 1992
- [8] 정우영, 김상우, 원상철, "능동 현가 시스템을 위한  $H_2/H_{\infty}$ 제어기 설계", 제 11회 한국 자동제어 학술회의 ('96 KACC) 논문집 제 2권, pp.888-891, 1996년 10월
- [9] A.G Thompson, P.M. Chaplin, "Force Control in Electrohydraulic Active Suspensions", Vehicle System Dynamics, Vol. 25, pp. 185-202, 1996
- [10] Andrew Alleyne and J. Karl Hedrick , "Nonlinear Adaptive Control of Active Suspensions", IEEE Trans. on control system technology. Vol. 3. No.1 march 1995
- [11] Jung-Shan Lin, Ioannis Kanellakopoulos, "nonlinear Design of Active Suspensions", IEEE Control System pp 45-59 , June 1997
- [12] Wanil Kim, Byungyun Lee, Sang-Woo Kim and Sangchul Won, "Force Control of a symmetric hydraulic cylinder for active suspensions", Proc. of 11th KACC , pp 1124-1127, Pohang, Korea, 1996

## 저 자 소 개



장 유 진 (張 惟 進)

1996년 한국 과학기술 대학교 전기전자 공학과 졸업(학사). 1998년 포항공과 대학교 전자전기 공학과 졸업(석사). 현재 동 대학원 전자전기 공학과 박사과정

Tel : (0562) 279-5018

E-mail : season@postech.ac.kr



김 상 우 (金 相 禹)

1983년, 1985년, 1990년 서울대학교 공과 대학 제어계측공학과에서 학사, 석사, 박사학위를 받음. 1991년 제어계측 신기술 연구센터 연구원. 1993년 호주 국립대학교 방문교수. 1992년~현재 포항공과 대학교

전자전기공학과 조교수. 주요 관심 분야는 강인제어, 축차모델링, 공정자동화, 무인화 운행기법 등임

Tel : (0562) 279-2237

E-mail : swkim@postech.ac.kr