

# 전차량의 능동 현가장치 제어를 위한 중복 분산형 견실 고유구조 지정 제어기 설계

정용하\*, 최재원\*\*

## Overlapping Decentralized Robust EA Control Design for an Active Suspension System of a Full Car Model

Yong Ha Jung\*, Jae Weon Choi\*\*

### ABSTRACT

An overlapping decentralized robust EA(eigenstructure assignment) controller is designed for an active suspension system of a vehicle based on a full car model with 7-degree of freedom. Using overlapping decomposition, the full car model is decentralized by two half car models. For each half car model, an effective and disturbance suppressible controller can be obtained by assigning appropriately a left eigenstructure of the system. The performance of the proposed overlapping decentralized robust EA controller is compared with that of a conventional centralized EA controller through computer simulations.

**Key Words** : Active suspension(능동 현가장치), Overlapping decentralized control(중복 분산제어), Robust eigenstructure assignment(견실 고유구조 지정), Full car model(전차량 모델)

### 1. 서론

자동차 현가장치의 역할은 차량의 무게를 지지하고, 주행하는 중 불규칙한 노면상태로 인한 과격한 진동 혹은 충격으로부터 차체 및 여러 구성 부품을 보호하며, 승객의 승차감 향상과 차륜의 노면 접지력을 유지하는 것이다. 이러한 현가장치는 크게 수동 현가장치와 능동 현가장치로 분류할 수 있다. 수동 현가장치는 스프링, 댐퍼와 같은 수동요소만을 사용하므로 그 성능은 근본적으로 제한된다. 반면 능동 현가장치는 외부 동력을 이용하여 차체에 가해지는 힘을 제어할 수 있으므로 외란의 영향을 능동적으로 줄이는 것이 가능하다. 이러한 관점

에서 능동 현가장치에 대한 관심이 점점 높아지고 있으며, 최근 많은 연구가 이루어져 왔다.<sup>(1-7)</sup>

능동 현가장치의 제어기 설계를 위한 차량 및 현가장치의 모델링 방법으로는 비교적 단순한 1/4 차량(quarter car)과 1/2 차량(half car)이 많이 사용되어 왔다. 그러나 모델링은 차량의 운동이나 진동 특성을 가장 잘 나타낼 수 있는 방향으로 이루어져야 한다는 측면에서 보면 이러한 모델링들로는 충분하지 않다고 할 수 있다. 즉, 1/4 차량이나 1/2 차량 모델로는 차체의 상하(heave) 운동이나 피치(pitch) 운동은 잘 나타낼 수는 있지만 롤(roll) 운동 혹은 좌우 차륜의 연성(coupling)에 의한 운동은 기술할 수 없게 된다. 반면에 전차량(full car) 모델은

\* 부산대학교 기계공학부

\*\* 부산대학교 기계공학부 및 기계기술연구소

위의 상하 운동, 피치 운동 및 롤 운동 모두를 나타낼 수 있다는 장점은 있지만, 상대적으로 구조가 복잡해지고 시스템의 차원이 높아지기 때문에 능동 현가장치 제어기 설계에 어려움이 따른다는 단점이 있다.<sup>(5)</sup> 그러므로, 전차량 모델과 같은 복잡한 구조와 높은 차원의 시스템에서도 쉽게 제어기를 설계할 수 있으면서 효과적으로 현가장치를 제어할 수 있는 제어기 설계 방법에 대한 연구가 필요하다.

본 논문에서는 전차량 모델을 중복 분해(overlapping decomposition)<sup>(8)</sup> 방법을 이용하여 시스템을 2개의 1/2 차량으로 나누어 상대적으로 저차원화된 시스템이면서 전차량 모델의 정보를 잃지 않도록 모델링 하였다. 이때 중복분해 과정에서 발생하는 상호교합(interconnection)의 영향에 의해 지정된 고유구조가 보존되지 않는 문제가 발생하게 되는데 이러한 상호교합에 대해 제안된 제어기가 견실성을 갖도록 하기 위해 최적화 기법<sup>(10)</sup>을 이용한 좌 고유구조 지정기법을 제시한다.

본 논문의 구성은 다음과 같다. 먼저 1장의 서론에 이어, 2장에서는 7자유도 전차량 모델에 대하여 간략히 설명하고, 3장에서는 본 논문에서 제시하는 중복 분산형 견실 고유구조 지정기법에 대하여 기술한다. 그리고 4장에서는 중복 분산형 견실 고유구조 지정 제어기의 성능과 집중형 고유구조 지정 제어기의 성능을 시뮬레이션을 통하여 시간역과 주파수역에서 비교한다. 마지막으로 5장에서 결론과 향후 연구과제에 대하여 기술한다.

## 2. 전차량의 모델 및 운동방정식

본 논문에서 차량은 강체로 모델링하고 각 차륜은 질점으로 간주하였으며 차량은 차체(상질량)와 4개의 차륜(하질량)으로 구성되어 있다고 가정하였다. 차체는 3개의 자유도(수직, 피치, 롤)를 가지고 각각의 현가장치는 수직방향으로 1개의 자유도를 가지므로 전차량 모델은 모두 7자유도를 갖는다. 이 때, 구동기의 동력학은 현가장치의 응답에 비해 무시할 수 있다고 가정하였다. 전차량 시스템의 개략도를 Fig. 1에 도시하였다.

전차량 모델의 운동방정식은 다음과 같다.

$$M_s \ddot{p} = RC_s(\dot{z}_u - \dot{z}_s) + RK_s(z_u - z_s) + Ru \quad (1)$$

$$m_u \ddot{z}_u = C_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) + K_{ss}(z_s - z_u) + K_f(z_r - z_u) - u \quad (2)$$

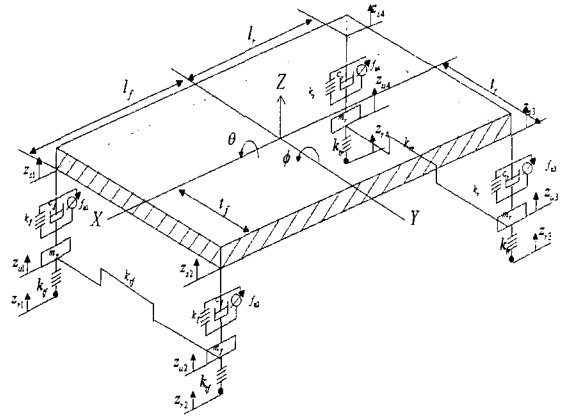


Fig. 1 Schematic diagram of a full car model

여기서,

$$p = [z_c \ \theta \ \phi]^T \in R^3$$

$$z_j = [z_{j1} \ z_{j2} \ z_{j3} \ z_{j4}]^T \in R^4, \quad j = u, s, r$$

$$u = [u_1 \ u_2 \ u_3 \ u_4]^T \in R^4$$

그리고,  $z_c$ ,  $\theta$ ,  $\phi$ 는 각각 질량중심에서 차체의 수직방향 변위, 롤 각도, 피치 각도를 나타낸다.  $z_{ui}$ ,  $z_{si}$ ,  $z_{ri}$ 와  $u_i$ 는 각각 차륜의 수직변위, 차체의 수직변위, 노면의 수직변위, 구동기에서 발생하는 제어입력을 나타낸다. 그리고 첨자  $i$ 는 각각의 현가장치를 의미한다. 식 (1), (2)에 나타난 행렬들은 각각 다음과 같고, 각 파라미터들의 정의 및 시뮬레이션에 이용될 수치들은 Table 1에 나타내었다.

$$M_s = \text{diag}(m_s, I_\theta, I_\phi), \quad M_u = \text{diag}(m_f, m_f, m_r, m_r)$$

$$C_s = \text{diag}(c_f, c_f, c_r, c_r), \quad K_{ss} = \text{diag}(k_f, k_f, k_r, k_r)$$

$$K_t = \begin{bmatrix} k_{tf} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & k_{tf} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k_{tr} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & k_{tr} \end{bmatrix}$$

$$K_{sr} = \begin{bmatrix} k_f + k_{rf}/2 & -k_{rf}/2 & 0 & 0 \\ -k_{rf}/2 & k_f + k_{rf}/2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k_r + k_{rr}/2 & -k_{rr}/2 \\ 0 & 0 & -k_{rr}/2 & k_r + k_{rr}/2 \end{bmatrix}$$

$$R = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 \\ -l_f & t_f & t_r & -t_r \\ -l_f & -l_f & l_r & l_r \end{bmatrix}$$

그리고  $z_s$ 와  $p$ 는 다음과 같은 관계를 가진다.

$$z_s = R^T p \quad (3)$$

식 (3)을 식 (1), (2)에 대입하여 정리하면 다음

을 얻는다.

$$M\ddot{z} + C_z\dot{z} + K_a z - K_b z_r = R_a u \quad (4)$$

여기서,  $z = [p^T \ z_u^T]^T \in R^7$ 이고,  $z_r$ 은 노면의 수직변위,  $u$ 는 현가장치의 제어입력을 나타내는 벡터이고 각각의 행렬은 적절한 차원을 갖는 다음과 같은 행렬로 나타낼 수 있다.

$$M = \begin{bmatrix} M_s & 0 \\ 0 & M_u \end{bmatrix}, \quad C_z = \begin{bmatrix} RC_s R^T & -RC_s \\ -C_s R^T & C_s \end{bmatrix}$$

$$K_a = \begin{bmatrix} RK_{sr} R^T & -RK_{sr} \\ -K_{ss} R^T & K_t + K_{ss} \end{bmatrix}, \quad K_b = \begin{bmatrix} 0 \\ K_t \end{bmatrix}$$

$$R_a = \begin{bmatrix} R \\ -I \end{bmatrix}$$

식 (4)를 상태공간 방정식으로 나타내면 다음과 같다.

$$\dot{x} = Ax + Bu + Fz_r \quad (5)$$

$$x = [z^T \ z^T]^T \in R^{14}$$

$$A = \begin{bmatrix} 0 & I \\ -M^{-1}K_a & -M^{-1}C_z \end{bmatrix}, \quad B = \begin{bmatrix} 0 \\ M^{-1}R_a \end{bmatrix}$$

$$F = \begin{bmatrix} 0 \\ M^{-1}K_b \end{bmatrix}$$

### 3. 중복 분산형 견실 고유구조 지정기법

본 장에서는 먼저 전차량 모델의 정보를 그대로 가지면서 상대적으로 저차원화된 2개의 1/2 차량으로 분해할 수 있는 시스템의 중복분해 방법에 대해서 기술한다. 그리고, 중복 분해방법을 이용하여 나누어진 각각의 1/2 차량에 대하여 최적화 기법을 이용한 좌 고유구조 지정기법을 이용하여 중복 분산형 제어기를 설계하는 과정을 기술한다. 또한, 각각의 1/2 차량에 대하여 설계된 좌 고유구조 지정기법에 의한 중복 분산형 제어기를 원시스템에 적용하기 위한 제어기의 축약방법을 기술한다.

#### 3.1 시스템의 중복 분해

주어진 원시스템을 다음과 같이 두자.

$$S: \dot{x} = Ax + Bu \quad (6)$$

여기서,  $x(t) \in R^N$ 은 준 시스템 S의 상태 변수이다. 그리고  $N \times N$ 행렬 A는 다음과 같이 구성된다.

$$A = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & A_{13} \\ A_{21} & A_{22} & A_{23} \\ A_{31} & A_{32} & A_{33} \end{bmatrix} \quad (7)$$

Table 1 Parameters of the full car model used

Parameters(Symbols)	Values
Sprung mass( $m_s$ )	1460 kg
Front unsprung mass( $m_f$ )	40 kg
Rear unsprung mass( $m_r$ )	35.5 kg
Roll moment of inertia of the sprung mass( $I_\theta$ )	460 kg · m <sup>2</sup>
Pitch moment of inertia of the sprung mass( $I_\phi$ )	2460 kg · m <sup>2</sup>
Front suspension damping rate( $c_f$ )	1290 N · s/m
Rear suspension damping rate( $c_r$ )	1620 N · s/m
Front suspension stiffness( $k_f$ )	19960 N/m
Rear suspension stiffness( $k_r$ )	17500 N/m
Front anti-roll-bar stiffness( $k_{rf}$ )	19200 N · rad/m
Rear anti-roll-bar stiffness( $k_{rr}$ )	9600 N · rad/m
Front and rear tire stiffness( $k_{tf}, k_{tr}$ )	175500 N/m
Half the distance between the front wheels( $t_f$ )	0.761 m
Half the distance between the rear wheels( $t_r$ )	0.755 m
Distance between the c.g. and the front axle( $l_f$ )	1.011 m
Distance between the c.g. and the rear axle( $l_r$ )	1.803 m

이때,  $A \in R^N$ ,  $A_{11} \in R^{n_1}$ ,  $A_{22} \in R^{n_2}$ ,  $A_{33} \in R^{n_3}$ ,  $N = n_1 + n_2 + n_3$ 이며,  $x = [x_1^T \ x_2^T \ x_3^T]^T$ 이다. 그리고  $A_{22}$ 는 시스템에서 상호교합이 강하게 작용하여 일반적인 방법으로는 분해할 수 없는 부분이다.

분리되는 시스템의 상태변수를  $x_{a1} = [x_1^T \ x_2^T]^T$ ,  $x_{a2} = [x_2^T \ x_3^T]^T$ 로 설정하고 새로운 시스템의 상태변수를  $x_c = [x_{a1}^T \ x_{a2}^T]^T$ 로 설정한다. 벡터  $x_c$ 와  $x$ 는 상호간에 다음과 같은 선형 변환 관계를 가진다.

$$x_e = Vx \quad (8)$$

이때,  $V$ 는 다음과 같은  $N_e \times N$ 의 행렬로 나타난다.

$$V = \begin{bmatrix} I_1 & 0 & 0 \\ 0 & I_2 & 0 \\ 0 & 0 & I_3 \\ 0 & 0 & I_3 \end{bmatrix} \quad (9)$$

여기서,  $N_e = n_1 + 2n_2 + n_3$ 이고 식 (8)의 변환에 의한 확장된 시스템은 다음과 같이 나타난다.

$$S_E: \dot{x}_e = A_E x_e + B_E u_e \quad (10)$$

여기서, 각각의 행렬은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} A_E &= VAU + M \\ B_E &= VB + N \end{aligned}$$

행렬  $U$ 는  $U = (V^T V)^{-1} V^T$ 로 표시되는  $V$ 의 의사 역행렬(pseudo inverse)이고  $M$ 과  $N$ 은 보상행렬(complementary matrix)이다. 이때  $M$ 은 다음과 같이 결정할 수 있다.

$$M = \frac{1}{2} \begin{bmatrix} 0 & A_{12} & -A_{12} & 0 \\ 0 & A_{22} & -A_{22} & 0 \\ 0 & -A_{22} & A_{22} & 0 \\ 0 & -A_{23} & A_{23} & 0 \end{bmatrix} \quad (11)$$

식 (11)의 보상행렬에 의해 원시스템은 다음과 같은 확장된 시스템으로 변환된다.

$$\begin{aligned} A_E &= \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & 0 & A_{13} \\ A_{21} & A_{22} & 0 & A_{23} \\ \hline A_{21} & 0 & A_{22} & A_{23} \\ A_{31} & 0 & A_{32} & A_{33} \end{bmatrix} \\ B_E &= \begin{bmatrix} B_{11} & B_{12} \\ B_{21} & B_{22} \\ \hline B_{21} & B_{22} \\ B_{31} & B_{32} \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (12)$$

원시스템  $S$ 와 확장된 시스템  $S_E$ 를 비교해 보면, 보상행렬  $M$ 을 식 (11)과 같이 선택함으로써 각각의 중복되는 블록 행렬들은 변하지 않음을 알 수 있다. 이 성질은  $A_E$ 의 블록 대각 행렬들이 부시스템(sub-system)으로 분해되기 때문에 매우 중요한 성질이다.

즉, 식 (12)의 결과에서 시스템을 분리하면 다음과 같은 두 개의 부시스템으로 분리할 수 있다.

$$\begin{aligned} S_{D1}: \dot{x}_{d1} &= A_{D1} x_{d1} + B_{D1} u_{d1} \\ S_{D2}: \dot{x}_{d2} &= A_{D2} x_{d2} + B_{D2} u_{d2} \end{aligned} \quad (13)$$

$$A_{D1} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} \\ A_{21} & A_{22} \end{bmatrix}, \quad A_{D2} = \begin{bmatrix} A_{22} & A_{23} \\ A_{32} & A_{33} \end{bmatrix}$$

$$B_{D1} = \begin{bmatrix} B_{11} \\ B_{21} \end{bmatrix}, \quad B_{D2} = \begin{bmatrix} B_{22} \\ B_{32} \end{bmatrix}$$

그리고 나머지 비대각(off-diagonal) 블록 행렬들은 상호교합 행렬이다.

이제 이렇게 분해된 두 개의 부시스템에 대하여 분산 제어를 설계하여 페루프 시스템을 구성하면 시스템의 입력에 존재하는 상호교합의 영향으로 인해 각각의 부시스템에 대하여 설계된 제어가 서로 그 영향을 주고받게 된다.

### 3.2 건설 고유구조 지정기법

3.1절에서 기술한 바와 같이 시스템을 중복 분해하게 되면 시스템뿐만 아니라 입력에도 상호교합이 존재하게 된다. 따라서 각각의 부시스템에 대해 제어를 설계하여 페루프 시스템을 구성하면 입력에 존재하는 상호교합에 의해 제어기의 영향을 주고받게 되고 이로 인해 지정된 고유구조가 보존되지 않는 문제가 발생한다.

본 절에서는 참고문헌<sup>(9)</sup>에서 기술한 방법으로 좌 고유벡터를 설정하여 이러한 상호교합의 영향을 최대한 억제할 수 있도록 하고, 자유도의 부족으로 상호교합의 전부를 억제하지 못할 경우에는 상호교합의 영향에 지정한 고유구조가 건설하도록 제어기를 설계하는 방법에 대하여 기술한다.

이제 앞에서 설명한 목적에 맞는 제어기를 설계하기 위하여 다음과 같은 가격함수를 제안한다.

$$\begin{aligned} J &= \sum_{i=1}^N (\Pi_i h_i - \phi_i^d)^H (\Pi_i h_i - \phi_i^d) + Tr\{P^2\} \\ &+ Tr\{L_1 (A_1^T P + P A_1 + Q)\} \\ &+ \sum_{i=1}^N (\Pi_i h_i)^T \{(A_D + B_D K_D - \lambda_i I)\} M_i \end{aligned} \quad (14)$$

여기서,  $(\cdot)^H$ 는 복소 공액 전치(complex conjugate transpose)행렬, 아래첨자  $D$ 는 상호교합이 없는 부시스템으로만 이루어진 시스템, 아래첨자  $E$ 는 확장된 시스템을 의미하고 각각의 파라미터들은 다음과 같다.

$\Pi_i$  : 획득가능한 고유벡터의 기저

$h_i$  : 선형조합계수벡터

$\phi_i^d$  : 원하는 좌 고유벡터

$L_1$  :  $N_e \times N_e$  Lagrange-multiplier

$A_C = A_E - B_E K_E$ , 페루프 시스템 행렬

$P$  :  $N_e \times N_e$  Lyapunov 방정식의 해

$M_i$  :  $N_e \times 1$  Lagrange-multiplier

식 (14)의 가격함수에서 첫 번째 항은 원하는 고유벡터와 획득가능한 고유벡터 사이의 오차를 최

소화하기 위한 항이고, 두 번째 항과 세 번째 항은 전체 페루프 시스템의 안정성과 건실성을 보장하기 위한 항이며, 마지막 항은 일반적인 좌 고유구조 문제를 만족하도록 하는 항이다.

주어진 가격함수를 최적화<sup>(10)</sup> 시키는 조건을 구하면 다음과 같다.

$$\frac{\partial J}{\partial M_i} = [(\Pi_i, \psi_i)^T (A_D + B_D K_D - \lambda_i I)]^T = 0 \quad (15)$$

$$\frac{\partial J}{\partial L_1} = [A_C^T P + P A_C + Q]^T = 0 \quad (16)$$

$$\frac{\partial J}{\partial P} = A_C L_1^T + L_1^T A_C + 2P = 0 \quad (17)$$

$$\frac{\partial J}{\partial K} = B_E^T P L_1 + B_E^T P^T L_1^T + \sum_{i=1}^N B_D^T \Pi_i h_i M_i^T = 0 \quad (18)$$

$$\frac{\partial J}{\partial h_i} = 2\Pi_i^H \Pi_i h_i - 2\Pi_i^H \psi_i^d + M_i^T (A_D + B_D K_D - \lambda_i I)^T \Pi_i^T = 0 \quad (19)$$

이제 식 (15)~(19)를 만족하는  $K_D$ 를 구하게 되면 식 (14)를 만족하는 최적의 좌 고유구조를 획득할 수 있게 된다.

### 3.3 중복 분산형 제어기에의 적용

본 절에서는 중복 분해 방법을 이용하여 분해된 각각의 부시스템에 대하여 구성한 제어기를 다시 원시스템에 적용하기 위하여 제어기를 축약시키는 방법에 대해 기술한다.

먼저 식 (13)에 표시된 부시스템들이 3.2절의 건실 좌 고유구조 지정기법을 적용하여 각각 다음과 같은 제어 법칙을 갖는다고 가정하자.

$$u_{d1} = -K_{D1} x_{d1}, \quad u_{d2} = -K_{D2} x_{d2} \quad (20)$$

식 (20)과 같은 제어법칙은 확장된 시스템에 대해 다음과 같은 블록 대각 행렬로 나타난다.

$$K_D = \begin{bmatrix} K_{D1} & 0 \\ 0 & K_{D2} \end{bmatrix} \quad (21)$$

식 (21)의 이득 행렬을 원시스템에 적용하기 위해 대각 요소를 식 (7)의 블록 행렬의 형태로 다시 정리하면 다음과 같다.

$$K_E = \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & K_{23} & K_{24} \end{bmatrix} \quad (22)$$

다음의 정리는 위와 같이 두 개의 분리된 시스템에 대해 설계된 확장된 시스템의 제어기를 원시스템에 대해 적용하기 위해 이득 행렬을 축소시킬 수 있는 조건을 제시한다.

**정리 1<sup>(8)</sup>** :  $MV=0$ 이고  $N=0$ 이면, 제어법칙  $-K_E x_e$ 는  $-Kx$ 로 축소할 수 있고 다음이 성립한다.

$$K = K_E V$$

정리 1을 이용하여 식 (22)의 이득 행렬을 원시스템 S에 대한 이득 행렬로 축소하여 나타내면 다음과 같다.

$$K = \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} & 0 \\ 0 & K_{23} & K_{24} \end{bmatrix} \quad (23)$$

### 4. 시뮬레이션 및 성능평가

본 장에서는 시뮬레이션을 위하여 차량이 10 m/s의 일정한 속도로 주행하고 있다고 가정하고, 노면으로부터의 외란이 승차감에 미치는 영향을 고려한다.

시뮬레이션은 좌우 비대칭인 범퍼를 통과하는 경우와 불규칙 노면을 주행하는 경우 각각에 대하여 수행하였다. 첫 번째 시뮬레이션에 사용될 비대칭 범퍼의 사양은 우측은 높이 0.2m, 폭 5m이고 좌측은 높이 0.15m, 폭 5m로 설정하였다. 그리고 양쪽 모두 타원 형태의 범퍼이다. 불규칙 노면의 생성은 참고문헌<sup>(11,12)</sup>에 기술된 방법에 따라 좌우 상관도 노면을 생성하였다. 그리고 시뮬레이션에서 사용된 전차량 모델에 대한 파라미터 값들은 2장의 Table 1에 기술된 값들을 이용하였다.

전차량 모델을 식 (13)과 같이 두 개의 시스템으로 나누기 위하여 원시스템의 상태변수를 다음과 같이 재배열한다.

$$x = [x_1 \ x_3 \ \dot{x}_1 \ \dot{x}_4 \ z_c \ \theta \ \phi \ \dot{z}_c \ \dot{\theta} \ \dot{\phi} \ x_2 \ x_4 \ \dot{x}_2 \ \dot{x}_4]^T$$

상태변수  $x$ 는 3.1절에서 설명한 바와 같이  $x_{d1}$ 과  $x_{d2}$ 로 나눌 수 있다.

$$x_{d1} = [x_1, x_4, \dot{x}_1, \dot{x}_4, z_c, \theta, \phi, \dot{z}_c, \dot{\theta}, \dot{\phi}]^T$$

$$x_{d2} = [z_c, \theta, \phi, \dot{z}_c, \dot{\theta}, \dot{\phi}, x_2, x_3, \dot{x}_2, \dot{x}_3]^T$$

각각의 부시스템에 대해서 3장에서 기술한 중복 분산형 건실 고유구조 지정 제어기를 설계하였다. 제어기의 성능은 승차감에 영향을 주는 차체의 가속도를 통해 평가하도록 한다.

#### 4.1 좌우 불규칙 노면의 생성

지금까지 ISO, MIRA, Wong<sup>(12)</sup> 등에 의해 여러 가지의 실험자료를 근거로 각종 노면 형상에 대한 공간주파수(spatial frequency)와 노면 PSD(power spectral density) 사이의 관계가 제안되었다. 그러나 차량의 승차감 해석 등에 사용되는 노면 정보는 공간주파수에 대한 PSD가 아니라 시간에 대한 노면의 높이 또는 노면의 종방향에 대한 변위 정보가 필요하다. 따라서 PSD로 주어진 각종 노면에 대하여 시간 또는 노면 종방향 변위에 대하여 적절한 높이를 가진 노면을 생성할 필요가 있다. 또한 좌우 트랙을 가진 차량 시뮬레이션 시에는 적당한 상관도를 가진 2개의 트랙을 생성해야 하는데 기존에 제안된 노면의 PSD는 단일 트랙에 대한 정보만을 제공하는 문제점을 안고 있다.<sup>(12)</sup>

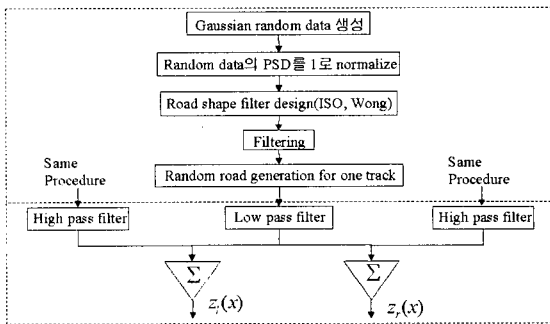


Fig. 2 Procedure for generating correlated random roads

따라서 본 논문에서는 참고문헌<sup>(12)</sup>에 제시된 방법을 이용하여 상관도 필터를 설계하고 적절한 좌우 상관도를 가진 좌우 바퀴의 노면 정보를 생성하였다. Fig. 2는 좌우 상관도를 가진 좌우 바퀴의 노면을 생성하는 과정을 도시한 것이다. 본 과정은 독립적인 유색잡음(colored noise) 3개를 생성하여 각각을 저주파 통과필터(low pass filter), 고주파 통과필터(high pass filter)를 거치도록 하여 원하는 상관도를 얻을 수 있는 간단하면서도 효율적인 방법이다. Fig. 2와 같이 저주파 통과필터를 거친 유색잡음이 공통으로 포함되도록 구성한 것은 실제 노면이 저주파역에서는 상관도가 1에 가까우며, 고주파역에서는 상관도가 0에 가까기 때문에 이와 유사한 좌우 노면을 생성하기 위함이다. 이때 상관도의 조절은 저주파 통과필터와 고주파 통과필터의 대역폭을 조절함으로써 가능하다.

이때 기준 PSD는 Wong의 smooth highway<sup>(12)</sup>로 설정하였고 설정된 smooth highway의 PSD는 다음과 같다.

$$S_g(\Omega) = 4.8 \times 10^{-7} \times \Omega^{-2.1}$$

#### 4.2 성능 평가

제어기 설계를 위한 고유치와 고유벡터의 선정은 모두 시행착오를 통하여 결정하였다. 집중형 고유구조 지정 제어기의 경우 원하는 고유치는 정확하게 지정이 되었으며 고유벡터는 최소자승의 관점에서 지정이 되었다.

중복 분산형 건설 고유구조 지정 제어기의 경우는 원하는 좌 고유벡터를 시스템과 입력에 존재하는 상호교합의 영향을 억제할 수 있도록 하였다. 그러나 제어기 설계시의 자유도 부족으로 인하여 상호교합 전부를 억제할 수는 없다. 이로 인해 페루프 시스템의 고유구조가 보존되지 않지만 3.2절의 가격함수를 만족하는 제어기를 설계하면 페루프 시스템은 안정하게 된다.

각각의 부시스템의 고유벡터로 구성된 모드 행렬은  $10 \times 10$ 의 복소공역 행렬로 표시가능하며, 본 논문에서는 지면상 생략하도록 한다.

위와 같은 과정을 거친 중복 분산 고유구조 지정 제어기의 이득  $K_d$ 는 다음과 같이 구해진다.

Fig. 3은 비대칭 범퍼를 통과할 때 차체의 가속도를 나타낸 그림으로, 각각은 수직 가속도, 피치 각가속도, 롤 각가속도를 나타낸다. 그림에서 알 수 있듯이 수직 가속도, 피치 각가속도 성능은 본 논문에서 제안한 방법이 우수함을 보이고 있다. 롤 각가속도 성능은 집중형 제어기의 성능이 우수하게 나타나고 있지만 중복 분산형 제어기의 경우도 각가속도의 크기는 크지 않음을 알 수 있다. 이때 승차감에 주로 영향을 주는 것이 수직 가속도와 피치 각가속도임을 고려해 볼 때 제안된 제어기를 사용한 경우의 승차감이 뛰어나다는 것을 알 수 있다. Fig. 4는 불규칙 노면을 통과할 때 차체 가속도의 PSD를 도시하였다. 수직 가속도 성능의 경우는 첫 번째 시뮬레이션과 같은 결과를 보여주고 있다. 그러나 피치 각가속도의 경우는 중복 분산형 제어기의 성능이 공진 주파수 근처에서 집중형 제어기보다 떨어짐을 알 수 있다. 그러나 저주파역에서의 성능은 두 제어기가 비슷한 성능을 나타내고 있다. 반면 롤 각가속도의 경우는 두 제어기가 비슷한 성

$$K_d = \begin{bmatrix} -466.8 & -491.23 & -13.431 & -86.915 & -4450.7 & 3528.5 & -4757.8 & 341.23 & 388.35 & -379.22 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 3104.5 & -634.29 & -187.08 & 13.641 & 13576 & 13157 & 5885.2 & 112.05 & 297.89 & 973.86 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 44090 & 14387 & 46819 & -847.59 & 267.03 & -3079.2 & 850.67 & -33307 & 0.64139 & -2239.8 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -17427 & -11947 & -30917 & -1385.2 & -1102.5 & -2586.7 & 668.63 & 290.23 & 2.2492 & -125.84 \end{bmatrix}$$

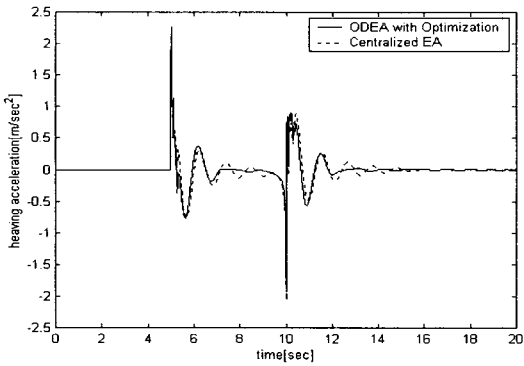


Fig. 3(a) Heaving acceleration

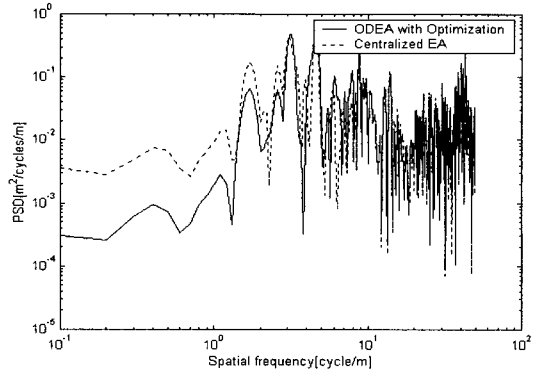


Fig. 4(a) PSD of heaving acceleration

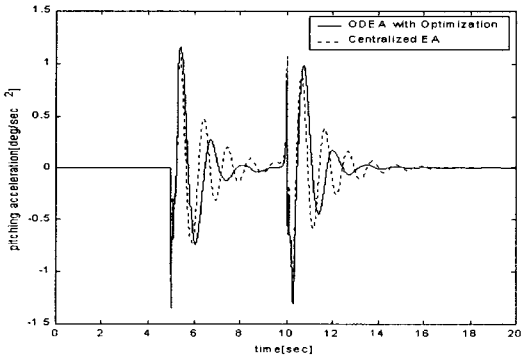


Fig. 3(b) Pitching angular acceleration

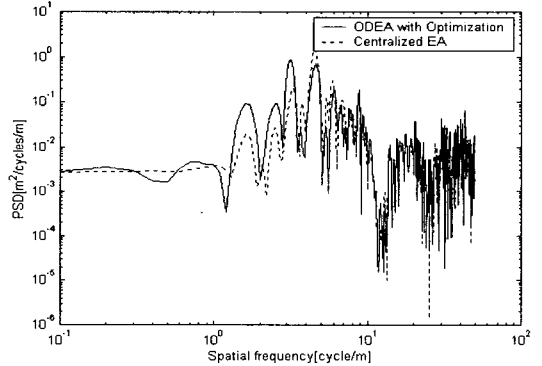


Fig. 4(b) PSD of pitching angular acceleration

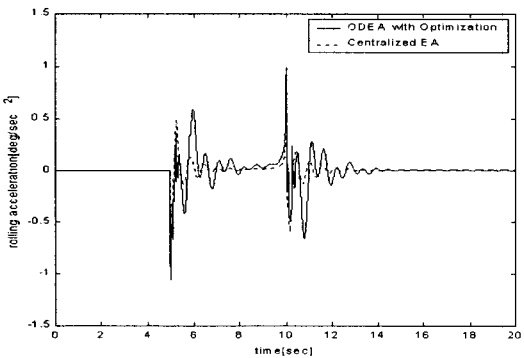


Fig. 3(c) Rolling angular acceleration

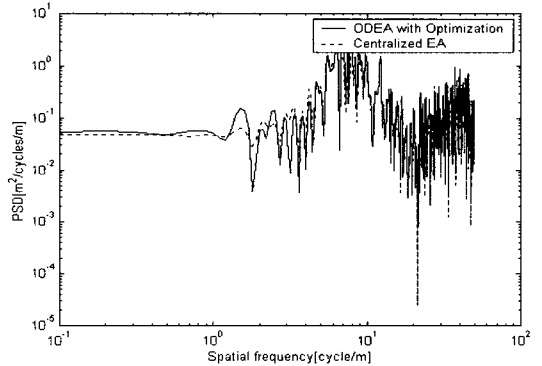


Fig. 4(c) PSD of rolling angular acceleration

Fig. 3 Acceleration of the chassis

Fig. 4 PSD of acceleration of the chassis

능을 보여주고 있다. 첫 번째 시뮬레이션에서와 마찬가지로 승차감의 관점에서 제어기의 성능을 평가해 보면 주파수역에서 승차감에 주로 영향을 주는 저주파역에서의 성능임을 고려해 볼 때 제안된 제어기를 사용한 경우의 승차감이 우수함을 알 수 있다. 그리고 제안된 방법으로 제어기를 설계한 경우 수직 가속도 성능에서는 저주파에서 더 큰 이득여유(gain margin)를 가지고 피치와 롤 각가속도 성능에서는 두 제어기가 비슷한 이득여유를 가짐을 알 수 있다.

## 5. 결론

본 논문에서는 7자유도의 전차량 모델의 능동 현가장치 제어를 위한 분산형 견실 고유구조 지정 제어기를 제안하였다. 좌 고유구조 지정 기법을 이용하여 효과적으로 제어력을 전달할 수 있는 동시에 외란을 억제할 수 있는 제어기를 중복분해 기법을 이용하여 저차원화된 시스템에서 보다 간편하게 적용할 수 있도록 설계하였다. 또한 고유구조 지정 제어기 설계시 최적화 기법을 이용하여 중복분해로 인해 발생하는 상호교합의 영향에도 견실한 제어기가 되도록 하였다. 본 논문에서 제시한 제어기의 성능을 평가하기 위해 비대칭 범퍼를 주행하는 경우와 불규칙 노면을 주행하는 경우에 대해 시뮬레이션을 수행하였다. 시뮬레이션 결과에서 일반적인 고유구조 지정 제어기를 사용한 경우보다 중복 분산형 견실 고유구조 지정 제어기를 사용한 경우가 승차감이 뛰어나다는 것을 시간역 및 주파수역에서 확인할 수 있었다.

본 논문에서 제시한 제어기 설계 방법은 복잡한 대규모 시스템에 대해서 더욱 효과적으로 설계할 수 있는 방법이므로 고차로 모델링된 차량 모델 또는 보다 다양한 대규모 시스템에의 응용 가능성에 대해 향후 연구가 이루어져야 한다.

## 참고문헌

1. 이경수, “능동/반능동 현가시스템 기술,” 제어·자동화·시스템공학회지, 제2권, 제2호, pp. 41-56, 1996.
2. 최재원, 서영봉, 유완석, “LQR 특성을 갖는 고유구조 지정 제어기법 및 자동차 능동 현가장치 제어에의 응용,” 한국정밀공학회지, 제15권, 제11호, pp. 108-120, 1998.
3. D. Hrovat, “Survey of Advanced Suspension Developments and Related Optimal Control Application,” Automatica, Vol. 33, No. 10, pp. 1781-1817, 1997.
4. J. H. Park, and Y. S. Kim, “Decentralized Variable Structure Control for Active Suspensions Based on a Full-Car Model,” Proc. of the IEEE International Conf. on Control Applications, pp. 383-387, 1998.
5. R. Krtolica, and D. Hrovat, “Optimal Active Suspension Control Based on a Half-Car Model: An Analytical Solution,” IEEE Trans. on Automatic Control, Vol. 37, No. 4, pp. 528-532, 1992.
6. 노태수, 정길도, 홍동표, “7자유도 차량 모델과 출력 되먹임을 이용한 자동차 능동 현가장치 설계에 관한 연구,” 한국자동차공학회의논문집, pp. 871-875, 1996.
7. 김주호, 서영봉, 최재원, 유완석, “차량 현가시스템 성능 향상을 위한 현가장치 모델링 및 고유구조 지정 제어기 설계 연구,” 한국정밀공학회지, 제16권, 제11호, pp. 81-88, 1999.
8. D. D. Siljak, Decentralized Control of Complex Systems, Academic Press, 1991.
9. J. W. Choi, “A Simultaneous Assignment Methodology of Right/Left Eigenstructures,” IEEE Trans. on Aerospace and Electronic Systems, Vol. 34, No. 2, pp. 625-634, 1998.
10. I. K. Konstantopoulos, and P. J. Antsaklis, “Optimization Approach to Robust Eigenstructure Assignment,” IEE Proc. of Control Theory and Applications, Vol. 146, No. 6, 1999.
11. P. S. Maybeck, Stochastic Models, Estimation, and Control, Academic Press, Vol. 1, 1979.
12. 최규재, 유영면, 조영건, 이광표, 윤용산, “승차감 시뮬레이션을 위한 좌우 불규칙 노면 형상 생성,” 한국자동차공학회논문집, 제7권, 제1호, pp. 305-311, 1999.