

<논 문> SAE NO. 97370026

# 7DOF 차량 모델을 이용한 자동차 현가장치 동역학 해석 및 시뮬레이션에 관한 연구

## Dynamics Analysis and Simulation of a Passive Suspension System Using 7 DOF Full Car Model

노 태 수\*, 정 길 도\*\*, 홍 동 표\*\*\*  
T. S. No, K. T. Chong, D. P. Hong

### ABSTRACT

Equations of motion for a 7 DOF full car model is developed in detail and used for the design of LQR based active suspension system. The frequency response to road disturbance input and the motion of a car passing unequal bumps were used to analyze the dynamic characteristics of the 7 DOF full car with passive or active suspensions. The resulting linear equations of motion may be usefull in designing other types of active suspension.

주요기술용어 : Suspension System(현가장치), Vehicle Modeling(차량모델), LQR(최적제어), Frequency Response(주파수 응답), Linear/Nonlinear Simulation(선형 및 비선형 시뮬레이션)

### 1. 서 론

자동차의 현가 장치는 승객에게 좋은 승차감을 제공할 뿐만 아니라 불규칙한 노면 상태로 인한 과격한 진동으로부터 차체 및 여러 구성 부품을 보호하는 중요한 기능을 수행한다. 이제까지의 대부분의 현가 장치는 간단한 기계적인 조합, 즉 스프링과 댐퍼의 적절한 사용으로 값이 저렴하며

신뢰도가 높은 현가 수단을 제공하여 온 것도 사실이다. 그러나 최근 소형 전자 회로 기술과 최신 제어 이론에 기반을 둔 능동 현가 장치의 개발이 활발히 이루어지고 있다<sup>1~3)</sup>. 국내에서도 고급 차종에는 선택사항으로 이러한 능동 현가 장치가 공급되고 있다. 능동 현가 장치는 차체의 진동 상태나 노면의 상태를 감지하여 수동형 현가 장치의 스프링 강도와 댐퍼내 오일의 점도를 능동적으로 제어하는 반능동형 현가 장치와 (Semi-Active Suspension system) 별도의 특수한 장치를 사용하여 기존의 스프링과 댐퍼를 전혀 채택하지 않는 완전 능동형 현가 장치로

\* 전북대학교 우주항공공학과  
\*\* 전북대학교 제어계측공학과  
\*\*\* 정희원, 전북대학교 정밀기계공학과

(Full Active Suspension System) 나뉜다.

능동 현가 장치의 설계를 위한 차량 및 현가 장치 모델로 Fig.1에 보인 바와 같이 소위 1/4 차량(Quarter Car)과 1/2 차량(Half Car) 등이 많이 사용되었으며, 제어 기법으로 최적제어나 강건제어와 같은 선형제어와 비선형제어 등 다양한 기법이 사용되어 왔다<sup>4)~6)</sup>. 완전 차량 모델이나 다자유도 모델을 이용한 능동 현가 장치 설계에 대한 연구가 일부 진행되었으나 적당한 행렬 변환을 통하여 식을 단순화하거나<sup>7)</sup> 1/4 또는 1/2 차량 모델에 근거한 능동 현가 장치를 그대로 적용하고 있으며<sup>10)</sup>, 어떠한 경우는 모델링에 대한 충분한 자료가 제시되어 있지 않다<sup>11)</sup>.

현가 장치 설계를 위한 차량의 수학적 모델링은 궁극적으로 노면 상태와 이에 대한 차량 주요 부위의 진동 특성을 가장 잘 나타내는 방향으로 이루어져야 한다. 그러나 제어기 설계에 있어서 상당한 이론적 진전에도 불구하고 차량 현가 장치의 수학적 모델이 복잡해짐에 따라 해석적 어려움과 이론 적용의 어려움이 수반되므로 간단한 1/4 차량 또는 1/2 차량 모델이 많이 사용되었다. 그러나 1/4 또는 1/2 차량 모델로 차량의 상하 진동(Heave)이나 피치(Pitch)와 같은 운동의 표현은 가능하나 승객의 승차감과 깊은 관계가 있는 롤(Roll) 운동이나 좌우 차륜의 상호 교합에 의한 차량 운동 해석은 불가능하며 이를 위

하여 차량의 자세를 고려한 완전 차량(Full Car) 모델이 필요하다.

스프링과 댐퍼로만 구성된 고전적인 현가장치, 즉 Passive Suspension만으로 승차감이나 차량의 조종성을 개선하는 데는 한계가 있다. 따라서 이러한 Passive Suspension을 보조하거나 완전히 대체하기 위한 능동 현가 장치인 Semi-active 또는 Active Suspension에 대한 연구가 활발히 진행되고 있는 실정이다. 최근 발달한 소형 전자 기술과 컴퓨터의 등장은 이제까지 이론적 차원에서 그친 능동 현가 장치에 대한 연구 결과를 실용화할 수 있는 단계에 이르렀다. 그중 최적화 이론에 근거한 Linear Quadratic 제어 기법은 자동차 능동 현가 장치에 매우 적합한 것으로 알려져 있으며 강건제어기, 인공지능 제어기에 대한 연구도 활발하다.

Linear Quadratic Regulator(LQR) 제어기는 식 (1)과 제시되는 성능 지수를 최소화하는 제어기  $\underline{u}$ 의 설계를 의미하며 이때 제어 변수  $\underline{z}$ 는 승객의 승차감이나 현가 장치설계 제한 사항을 반영하는 변수이다.

$$J = \frac{1}{2} \int_0^{\infty} (\underline{z}^T Q \underline{z} + \underline{u}^T R \underline{u}) dt \quad (1)$$

LQR 제어 기법의 장점은 서로 상충되는 여러

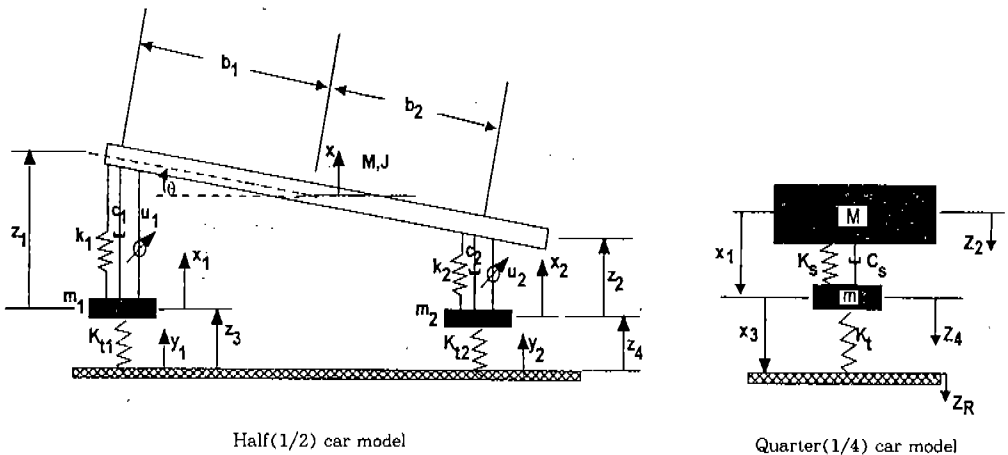


Fig.1 Quarter and Half Car Models

가지 설계 요구 사항을 적절히 조화할 수 있도록 식 (1)에 보인 성능 지수의 형태를 변경하므로써 다양한 제어기의 구성이 가능하며 이론적으로 적당한 제어기 Margin이 보장된다는 점이다.

본 논문의 목적은 차량의 상하 진동, 피치, 롤, 그리고 전후좌우 차륜의 운동을 고려한 7 DOF 차량 운동 방정식을 상세히 유도하여 제시하고 1/2 차량과의 운동 특성 비교하며, LQR에 근거한 능동 현가 장치 설계문제에 적용하므로써 7 자유도 차량 모델의 동적 특성과 현가 장치 성능을 분석하는 데 있다.

## 2. 모델링 및 운동 방정식

Fig.2는 본 논문에서 사용한 완전 차량의 수학적 모델을 나타낸다. 본 연구에서 차량은 일정 속도  $v_0$ 로 전진 정속 주행하고 있다고 가정하였으며 Cornering이나 Yaw 운동은 고려하지 않았다. 따라서 완전 차량 모델은 일정 속도로 직선 운동하는 차량의 상하진동(Heave), 차량의 y축을 중심으로 피치(Pitch), Z축을 중심으로한 롤(Roll) 운동, 그리고 전후좌우 4개의 차륜 진동을 고려한 7 자유도 모델을 의미한다. Fig.2에서 알 수 있듯이 차량은 강체로 모델링하고 각 차륜은 질점으로 간주하였으며 차량과 차륜사이의 현가 장치는 스프링과 댐퍼로 구성하였다. 그

리고 차체와 차륜 사이에 제어력을 발생할 수 있는 작동기가 전후좌우 차륜에 장착되어 있다고 가정하였다.

### 2.1 Vehicle Heave Motion

차량의 상하 운동 방정식은 다음과 같이 쓸 수 있다. 즉,

$$M\ddot{X}_1 = \sum_{i=1}^4 F_i + \sum_{i=1}^4 u_i \quad (2)$$

여기서  $F_i(i=1, 2, 3, 4)$ 는 전후좌우 현가 장치에 의해 차량에 가해지는 반발력이며  $u_i$ 는 능동현가 장치에 의한 제어력을 의미한다.(이하 1은 전방 좌측, 2는 전방 우측, 3은 후방 좌측, 4는 후방 우측 현가 장치와 관련된 기호를 의미함) 식 (2)에서 반발력은

$$F_i = -k_i s_i - c_i \dot{s}_i \quad (3)$$

로 표현되며  $s_i$ 는 Suspension stroke를,  $k_i$ 와  $c_i$ 는 각각 스프링 및 댐퍼 상수를 의미한다. Suspension stroke  $s_i$ 는 현가 장치의 차량측 부착위치와 차륜측 부착위치 사이의 거리로서

$$s_i = [X_1 + E_i \cdot (R^T b_i)] - X_i \quad (4)$$

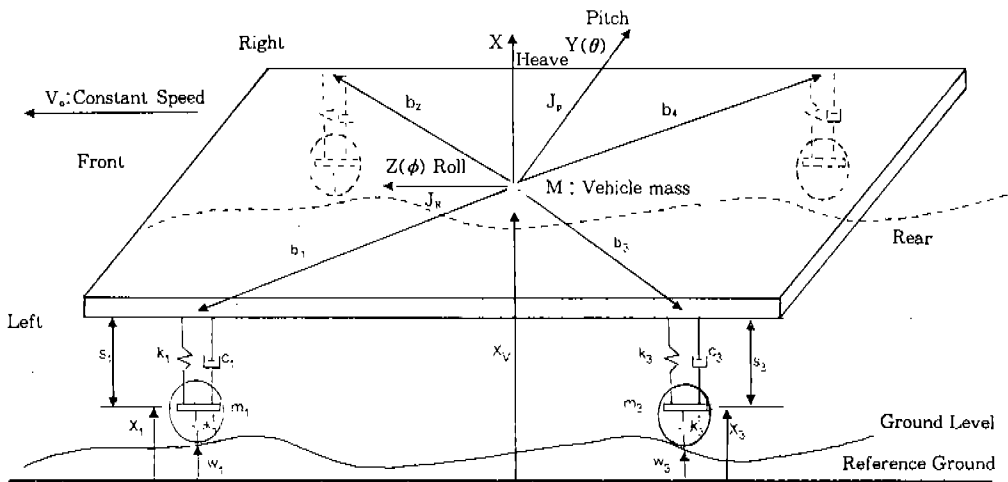


Fig.2 7 DOF Full Car Model

이며 여기서  $X_i$ 는 각 차륜의 절대 변위를,  $b_i = (0, b_i^y, b_i^z)^T$ 는 현가 장치의 차량측 부착 위치 벡터를 나타낸다. 그리고  $E_1 = (1 \ 0 \ 0)^T$ 는 관성 좌표계의 X축 방향을 의미하는 단위 벡터이며  $R$ 은 관성좌표계에서 몸체 좌표계로의 다음과 같은 좌표변환 행렬을 의미한다.

$$R = \begin{bmatrix} \cos \phi & \sin \phi & 0 \\ -\sin \phi & \cos \phi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \cos \theta & 0 & -\sin \theta \\ 0 & 1 & 0 \\ \sin \theta & 0 & \cos \theta \end{bmatrix} \quad (5)$$

여기서  $\theta$ 는 차량의 피치각을  $\phi$ 는 롤각을 표시한다. 따라서 Suspension stroke  $s_i$ 와  $\dot{s}_i$ 를 각각

$$s_i = X_1 - b_i^y \phi + b_i^z \theta - X_i \quad (6)$$

$$\dot{s}_i = \dot{X}_1 - b_i^y \dot{\phi} + b_i^z \dot{\theta} - \dot{X}_i \quad (7)$$

로 쓸 수 있으며  $\theta$ 과  $\phi$ 값은 충분히 작다고 가정하였다.

## 2.2 Vehicle Pitch, Roll Motion

차량의 y축을 중심으로한 피치 운동 방정식과 z축을 중심으로한 롤 운동 방정식은 Fig.2를 참조하여 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$J_p \ddot{\theta} = \sum_{i=1}^4 (b_i \times F_i) \cdot e_2 + \sum_{i=1}^4 b_i^z u_i \quad (8)$$

$$J_r \ddot{\phi} = \sum_{i=1}^4 (b_i \times F_i) \cdot e_3 - \sum_{i=1}^4 b_i^y u_i \quad (9)$$

여기서  $J_p$ 와  $J_r$  각각 피치 관성 모멘트와 롤 관성 모멘트를 나타내며,  $e_2 = (0 \ 1 \ 0)^T$ 와  $e_3 = (0 \ 0 \ 1)^T$ 는 각각 차량 몸체 좌표계의 y축, z축 방향으로의 단위 벡터를 의미한다. 그리고 현가 장치 반발력 벡터  $F_i$ 는 식 (3)과 (5)를 이용하여 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$F_i = R \begin{bmatrix} F_i \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (10)$$

Vehicle Heave motion의 경우와 유사하게  $\theta$ 와  $\phi$ 는 충분히 작다고 가정하여 식 (8)과 (9)를 전개하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} J_p \ddot{\theta} &= \sum_{i=1}^4 b_i^z F_i + \sum_{i=1}^4 b_i^z u_i \\ &= \sum_{i=1}^4 b_i^z [-k(X_v - b_i^y \phi + b_i^z \theta - X_i) \\ &\quad - c_v(\dot{X}_v - b_i^y \dot{\phi} + b_i^z \dot{\theta} - \dot{X}_i)] \\ &\quad + \sum_{i=1}^4 b_i^z u_i \end{aligned} \quad (11)$$

$$\begin{aligned} J_r \ddot{\phi} &= \sum_{i=1}^4 b_i^y F_i - \sum_{i=1}^4 b_i^y u_i \\ &= \sum_{i=1}^4 b_i^y [k_v(X_v - b_i^y \phi + b_i^z \theta - X_i) \\ &\quad + c_v(\dot{X}_v - b_i^y \dot{\phi} + b_i^z \dot{\theta} - \dot{X}_i)] \\ &\quad - \sum_{i=1}^4 b_i^y u_i \end{aligned} \quad (12)$$

## 2.3 Tire vibrational Motion

차륜의 운동은 현가 장치로 부터의 반발력과, 노면과 Tire사이에 작용하는 반발력을 고려해야 한다. 따라서 각 차륜의 운동 방정식은

$$m_i \ddot{X}_i = -F_i - k_i'(X_i - w_i) - u_i \quad (13)$$

로 쓸 수 있으며 위 식에서  $k_i'$ 는 타이어 강성 계수를 나타내고,  $w_i$ 는 각 타이어가 접하고 있는 노면의 굴곡 상태를 나타내는 변수이다.

## 2.4 시스템 운동 방정식

식 (2), (11)~(13)을 상태 방정식의 형태로 쓰기 위하여 다음과 같은 상태 변수를 정의한다.

$$\begin{aligned} x_1 &= X_v (\text{Vehicle Heave}), \\ x_2 &= \theta (\text{Vehicle Pitch}), \\ x_3 &= \phi (\text{Vehicle Roll}) \\ x_4 &= X_1 (\text{전방좌측 차륜 절대 변위}), \\ x_5 &= X_2 (\text{전방우측 차륜 절대 변위}), \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 x_6 &= X_3(\text{후방좌측 차륜 절대 변위}), \\
 x_7 &= X_4(\text{후방우측 차륜 절대 변위}), \\
 x_8 &= X_v(\text{Heave rate}), \\
 x_9 &= \theta(\text{Pitch rate}), \\
 x_{10} &= \phi(\text{Roll rate}), \\
 x_{11} &= \dot{X}_1(\text{전방좌측 차륜 절대 속도}), \\
 x_{12} &= \dot{X}_2(\text{전방우측 차륜 절대 속도}), \\
 x_{13} &= \dot{X}_3(\text{후방좌측 차륜 절대 속도}), \\
 x_{14} &= \dot{X}_4(\text{후방우측 차륜 절대 속도}),
 \end{aligned}$$

위와 같은 상태 변수를 이용하여 식 (2), (11)~(13)는 간단히

$$\dot{x} = Ax + Bu + Gw \quad (14)$$

로 쓸 수 있으며 여기서  $x$ 는 위에서 정의한 상태 변수로 구성된 상태 벡터이고,  $u = (u_1 \ u_2 \ u_3 \ u_4)^T$ 는 각 차륜에 장착된 능동 현가장치에 의한 제어력 벡터이며  $w = (w_1 \ w_2 \ w_3 \ w_4)^T$ 는 각 타이어에 가해지는 노면에 의한 외란 입력(Road disturbance input) 벡터이다. 식 (14)의 시스템행렬  $A$ 는  $14 \times 14$ , 제어 행렬  $B$ 와 교란 입력 행렬  $G$ 는  $14 \times 4$ 행렬로 부록에 구성 요소에 대하여 자세히 수록하였다. 또한 식 (6)과 (7)을 이용하여 suspension stroke  $s_i$  및  $\dot{s}_i$ 를 다음과 식과 같이 상태 변수와 연관지을 수 있다. 즉,

$$y = Cx \quad (15)$$

여기서  $y = (s_1 \ s_2 \ s_3 \ s_4 \ \dot{s}_1 \ \dot{s}_2 \ \dot{s}_3 \ \dot{s}_4)^T$ 를 의미하며 행렬  $C$ 는  $8 \times 14$  출력 행렬로 부록에 수록하였다.

### 3. 능동 현가 제어기의 설계

현가 장치의 기능은 노면 굴곡에 의한 차량의 진동을 줄이고 가능한 차량의 자세를 수평으로 유지함으로써 승차감을 개선하기 위함이다. 즉 현가 장치에 부착된 스프링과 댐퍼가 노면 진동을 흡수하여 진동 전달을 차단한다. 차체와 차륜 사이의 유격인 stroke가 충분하여 차륜이 노면

굴곡 형태에 완벽하게 순응한다면 완벽한 현가 장치라 할 수 있다. 그러나 Stroke는 차체 다른 부품과 간섭 등으로 인하여 제한된 범위내로 국한된 경우가 대부분이다. 이러한 Stoke 제한은 곧 승차감 개선의 한계를 의미한다. 따라서 승차감 개선과 stoke 제한은 서로 상반된 설계 요구 사항이며 현가 장치의 설계시 적절한 타협(Trade-off)이 필요하게 된다.

Passive suspension의 경우 현가 장치 Spring 강성이나 Damper 상수의 결정은 위와 같이 상충되는 요구 조건을 가능한 최적 상태로 수용할 수 있는 선에서 결정되나 그러한 기준은 상당히 주관적일 수 밖에 없다. 최적화 이론에 근거한 최적 제어기는 위의 타협점을 수학적으로 표현하여 항상 일관된 기준에 의하여 현가 장치를 설계할 수 있는 근거를 제시해준다.

본 논문에서 다음과 같은 형태의 성능 지수를 고려하였다. 즉, 진동으로 인한 차량 변위 및 속도를 줄이고 과도한 Stroke를 방지하기 위하여

$$\begin{aligned}
 J = \frac{1}{2} \int_0^{\infty} (q_1 X_v^2 + q_2 \theta^2 + q_3 \phi^2 + q_4 \dot{X}_v^2 + q_5 \dot{\theta}^2 + q_6 \dot{\phi}^2) \\
 + \rho_y \dot{y} + \rho_u u^2 dt \quad (16)
 \end{aligned}$$

를 사용하였다. 위식에서  $q_1, q_2, \dots, q_6, \rho_y, \rho_u$ 는 상대적 가중치를 나타내는 양의 실수이며  $y$ 는 식 (15)로 표현되는 Stroke이며  $\rho_u u^2$ 는 제어 에너지를 의미한다.

위와 같은 성능 지수의 사용은 실제 차량의 상하 진동이나 피치, 롤의 변위량을 직접 제어함으로써 승차감을 개선하고 과도한 Suspension stroke 변위를 제한함과 동시에 작동기를 사용할 때 필요로 하는 에너지의 양을 줄이기 위한 복합적인 요구를 수용하고 있다. 식 (16)을 좀 더 간단히 쓰기 위하여 다음의 관계식을 이용한다. 즉,

$$\begin{bmatrix} X_v \\ \theta \\ \phi \\ \dot{X}_v \\ \dot{\theta} \\ \dot{\phi} \end{bmatrix} = \quad (17)$$

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} x = Hx$$

또

$$Q_1 = \begin{bmatrix} q_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & q_2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & q_3 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & q_4 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & q_5 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & q_6 \end{bmatrix} \quad (18)$$

정의한 후 식 (17)과 식 (18)을 식 (16)에 대입하고 정리하면

$$J = \frac{1}{2} \int_0^{\infty} (x^T Q x + u^T R u) dt \quad (19)$$

로 쓸 수 있으며 여기서  $Q = H_1^T Q_1 H_1 + \rho_s C^T C$ ,  $R = \rho_u I_{4 \times 4}$ 이고  $I_{4 \times 4}$ 는  $4 \times 4$  단위행렬을 의미한다. 위 식 (19)를 최소화하는 Full State Feedback 제어기는 다음과 같이 표현되며

$$u = -K_{state} x \quad (20)$$

이때 이득 행렬  $K_{state}$ 는

$$K_{state} = R^{-1} B^T P \quad (21)$$

이며 행렬  $P$ 는 다음의 Algebraic Riccati 방정식의 해이다.

$$A^T P + P A + Q - P B R^{-1} B^T P = 0 \quad (22)$$

식 (20)을 식 (14)에 대입하면 페루프 시스템의 지배 방정식은 간단히

$$\dot{x} = (A - BK_{state})x + Gw \quad (23)$$

로 쓸 수 있다.

#### 4. 능동 현가 장치 성능 해석

현가 장치의 성능 평가는 이론적 해석 측면에서 주파수 응답이나 시간 영역 시뮬레이션을 이용할 수 있으며 실제 차량 시험을 통하여 확인한다. 주파수 응답은 다양한 특성의 노면 굴곡 입력에 대한 차량의 응답 특성을 분석하는 것으로 주기적 정상 상태 (Sinusoidal steady state input) 입력이나 비주기적 난수 입력 (Aperiodic random input)에 대한 차량의 응답을 해석한다. 시간 영역 시뮬레이션은 특정 형상의 장애물 통과시 차량의 과도응답을 통하여 현가 장치의 성능을 파악한다.

본 연구에서도 위 두가지 방법을 적용하였으나 Random input은 고려하지 않았다. 본 연구에서 사용한 차량의 제원은 Table 1에 정리하였으며 시간 영역 시뮬레이션 시나리오로 정속 전진 운행 중인 차량의 높이가 서로 다른 장애물을 통과할 때 보이는 운동 특성을 분석하였으며 장애물의 형상과 제원은 Fig.3에 보인 바와 같다.

##### 4.1 주파수 응답 특성 분석

7 DOF 차량 모델의 경우 입력은 4개의 타이어에 가해지는 노면 굴곡 상태이다. 일반적으로 승객의 승차감과 직접적인 관계가 있는 것은 가속도 성분이며 Suspension stroke 양은 현가 장치 설계 제원과 관계가 있기 때문에 Heave, 피

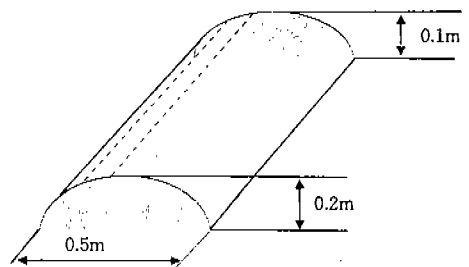


Fig.3 Bump Geometry

Table 1 Physical Properties of Vehicle and its Suspension Systems

Vehicle Characteristics :	
$M=1,400(kg),$	
$J_p=1,200(kg-m^2),$	
$J_r=1,000(kg-m^2)$	
Suspension characteristics :	
$m_i=25(kg),$	
$k_i=10,000(N/m),$	
$c_i=1,250(N/m/sec)$	
$b_1=(0 \ -1 \ 1)^T(m),$	
$b_2=(0 \ 1 \ 1)^T(m),$	
$b_3=(0 \ -1 \ -1.5)^T(m),$	
$b_4=(0 \ 1 \ -1.5)^T(m)$	
Tire Characteristics : $k_t=178,000(N/m)$	
주행속도 : $V=20km/h$	

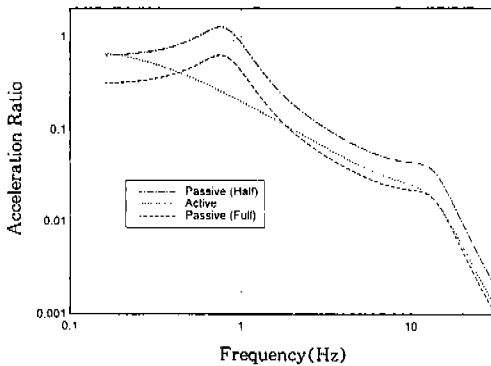


Fig.4 Frequency Response of Vehicle Heave Motion

치, 롤 가속도(또는 각가속도) 응답 특성과 suspensionstoke 변위 응답 특성을 분석하였다. 입력은 차량의 전방좌측 차륜에 가해지고 있는 것으로 가정하였다. 그리고 질량과 피치 관성 모멘트가 표 1에 제시한 완전 차량의 반질에 해당하는 등가의 1/2 차량 모델을 이용하여 주파수 응답 특성을 비교하였다. 1/2 차량 운동 방정식은 부록에 수록한 완전 차량 운동 방정식으로 부터 쉽게 유도할 수 있으므로 생략하였다.

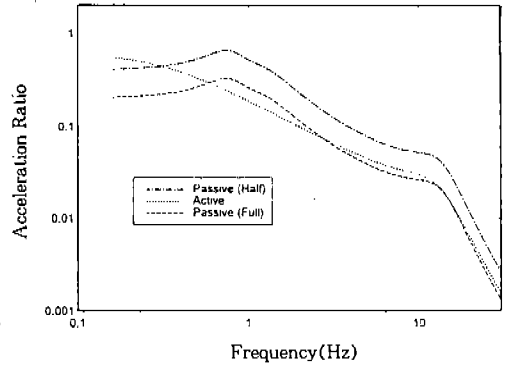


Fig.5 Frequency Response of Vehicle Pitch Motion

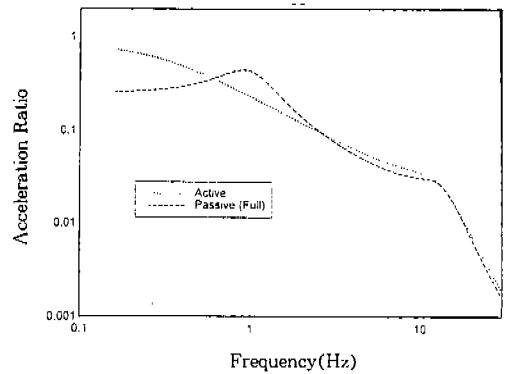


Fig.6 Frequency Response of Vehicle Roll Motion

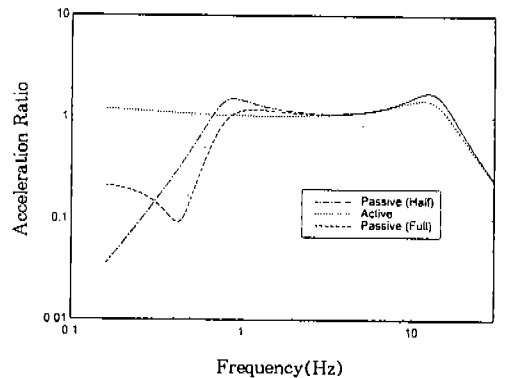


Fig.7 Frequency Response of Front-Left Suspension Stroke

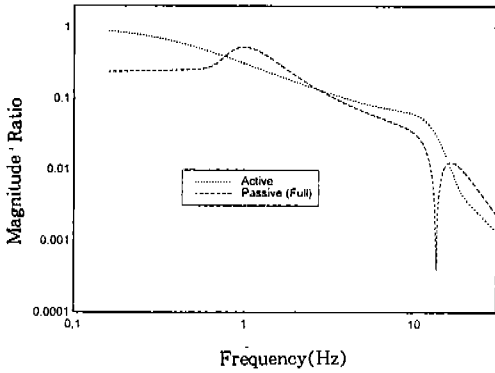


Fig.8 Frequency Response of Rear-Right Suspension Stroke

Fig.4에서 Fig.8로부터 알 수 있듯이 완전 Passive suspension의 경우 약 1Hz 부근에서 차량의 Heave, Pitch, Roll 공진이 발생하며 (Vehicle Rigid Body mode), 약 10Hz 부근은 차량의 Suspension Stroke 공진영역이다(Wheel Hop mode). 특히 Fig.7과 Fig.8에 보인 Suspension stroke 응답을 보면 공진 주파수를 갖는 입력에 대하여 직접적인 영향을 받는 전방좌측 현가장치는 공진 현상을 보이거나 후방우측 차륜의 현가장치는 오히려 반공진(Anti-resonance) 상태에서 완전한 진동차단이 이루어짐을 알 수 있다.

본 연구에서 사용한 차량의 현가장치는 제원상 우수한 진동 감쇄 특성을 보이고 있으나 능동현가 장치가 장착될 때 전반적으로 노면 굴곡으로 인한 차량 진동(Heave, Pitch, Roll)을 상당히 감소할 수 있음을 알 수 있다. 그러나 Suspension stroke 변위를 살펴보면 공진 모드에서 Peak 값은 상당히 감소하나 여타 주파수 영역에서는 감쇄가 뚜렷하지 않다. 그 이유로 차량의 진동은 결국 suspension stroke에 의하여 결정되기 때문에 차량 진동을 감쇄하기 위해서는 활발한 Suspension stroke 운동이 필요하기 때문이다. 즉 Suspension이 노면 형상에 순응하도록 제어기가 설계됨을 알 수 있다. 그러나 Wheel hop mode 주파수를 갖는 입력에 대한 차량의 진동 감쇄가 거의 없음을 알 수 있으며 이를 소위

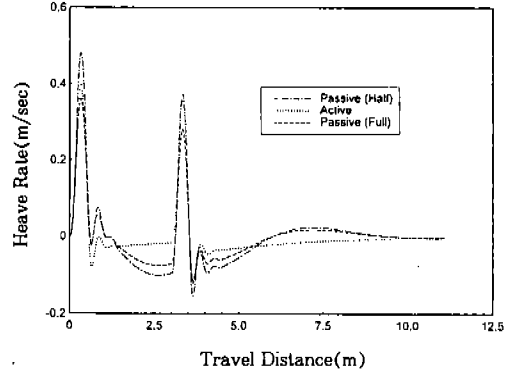


Fig.9 Time Histry of Heave Motion when Passing Bump

Invariant properties라 한다<sup>12)</sup>.

그리고 1/2 차량 모델을 사용했을 때 공진 주파수의 예측은 정확하나 실제 진폭은 과도하게 예측함을 알 수 있다. 물론 간단한 수학적 모델에 근거하여 설계된 능동 현가 장치는 실차 실험을 통하여 주요 변수의 조정(Tuning)이 이루어졌지만 자칫 과도 설계(Over Design)의 원인이 될 수 있다. 특히 Fig.7에서 볼 수 있듯이 저주파수 영역에서의 Suspension stroke의 응답 특성은 매우 다름을 알 수 있다.

#### 4.2 장애물 통과 시뮬레이션

20km/h의 속도로 정속 전진 운행 중인 차량이 Fig.3에 도시된 바와 같이 높이가 서로 다른 Bump를 통과할 때 운동 특성을 파악해 보았으며 Fig.9~13은 장애물 통과시 차량의 과도 응답 특성을 보이고 있다. 차량이 장애물을 통과할 때 당연히 차량의 높이도 높아지고 전륜이 장애물을 통과할 때 양의 피치가, 그리고 후륜 통과시 음의 피치가 발생하는 상황을 쉽게 파악할 수 있다. 물의 경우 좌측 차륜이 통과하는 높이가 우측보다 높으므로 양의 롤각이 발생함을 알 수 있다. 능동 현가 장치의 성능은 장애물 통과 직후 차량의 진동 감쇄가 완전 Passive Suspension 경우 보다 빠름을 파악할 수 있다. 그러나 실제적인 Stroke 양은 능동 현가 장치를 채용한



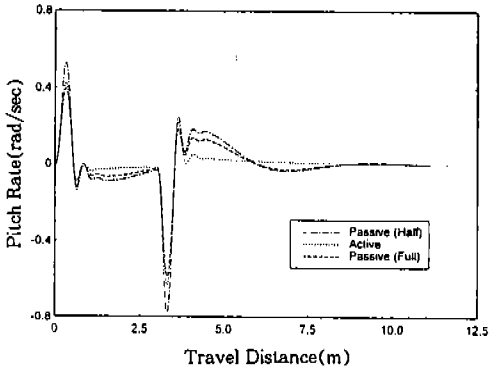


Fig.10 Time Histroy of Pitch Motion when Passing Bump

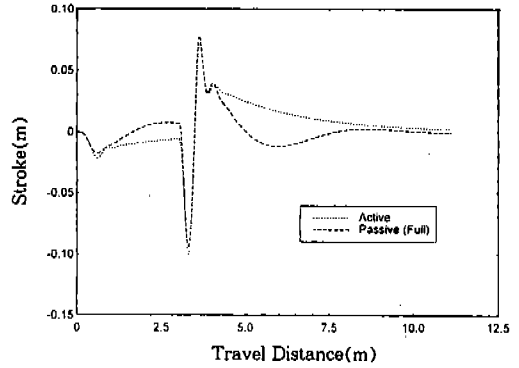


Fig.13 Time Histroy of Rear-Right Suspension Storke when Passing Bump

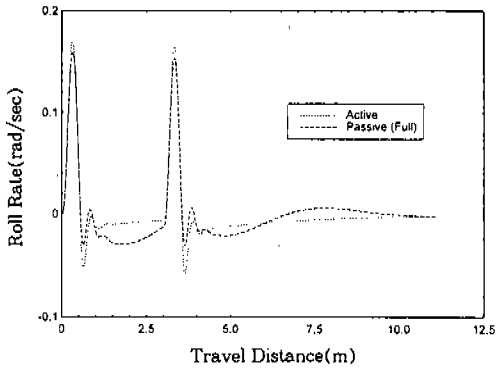


Fig.11 Time Histroy of Roll Motion when Passing Bump

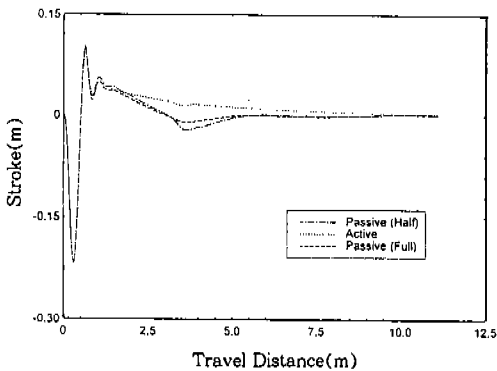


Fig.12 Time Histroy of Front-Left Suspension Storke when Passing Bump

경우가 더 크다. 이유는 앞에서 설명한 바와 같이 차량의 진동 감쇄를 위하여 Stroke가 더 크게 유발되기 때문이다.

### 5. 결론 및 고찰

본 연구에서는 7 DOF 완전 차량 모델에 근거한 운동 방정식을 제시하였고 이를 이용하여 능동현가 장치 제어를 설계하였으며 주파수 응답과 시뮬레이션을 통하여 성능을 해석하였다. 완전 차량 모델을 사용하므로써 1/4 또는 1/2 차량 모델로 해석이 곤란한 차량 롤 운동, 현가장치간의 상호 연성(Coupling) 효과를 해석할 수 있음을 살펴 보았다. 특히 1/2 차량 모델은 완전 차량 모델에 비하여 차량 응답을 전반적으로 과장하는 경향이 있으며 저주파수 영역에서 Stroke 응답 특성은 매우 다름을 알 수 있었으며 이는 정확한 수학적 모델의 중요성을 예시한다고 할 수 있다.

능동 현가 장치를 적용할 경우 저주파수 영역에서는 차량이 노면에 순응하고 고주파수 영역에서는 전반적으로 우수한 진동 차단 효과를 보이고 있으나 고주파수 영역에서 suspension stroke가 크게 증폭되는 단점이 있다. 따라서 차량 운전 상태나 도로 조건에 따라 다른 형태의 성능 지수에 근거한 제어기와 복합적으로 사용하면 바람직할 것이다.

## 부 록

시스템 행렬 A의 요소  $a_{ij}$ 

(표시하지 않는 요소는 0을 의미함)

$$a_{1,8}=1, \quad a_{2,9}=1, \quad a_{4,11}=1, \quad a_{5,12}=1, \\ a_{6,13}=1, \quad a_{7,14}=1$$

$$a_{8,1} = -\left(\sum_{i=1}^4 k_i\right)/M, \quad a_{8,2} = -\left(\sum_{i=1}^4 k_i b_i^2\right)/M,$$

$$a_{8,3} = \left(\sum_{i=1}^4 k_i b_i^3\right)/M, \quad a_{8,4} = k_1/M, \quad a_{8,5} = k_2/M,$$

$$a_{8,6} = k_3/M, \quad a_{8,7} = k_4/M$$

$$a_{8,8} = -\left(\sum_{i=1}^4 c_i\right)/M, \quad a_{8,9} = -\left(\sum_{i=1}^4 c_i b_i^2\right)/M,$$

$$a_{8,10} = \left(\sum_{i=1}^4 c_i b_i^3\right)/M, \quad a_{8,11} = c_1/M, \quad a_{8,12} = c_2/M,$$

$$a_{8,13} = c_3/M, \quad a_{8,14} = c_4/M$$

$$a_{9,1} = -\left(\sum_{i=1}^4 k_i b_i^2\right)/J_p, \quad a_{9,2} = -\left(\sum_{i=1}^4 k_i (b_i^2)^2\right)/J_p,$$

$$a_{9,3} = \left(\sum_{i=1}^4 k_i b_i^3 b_i^3\right)/J_p, \quad a_{9,4} = (k_1 b_1^2)/J_p,$$

$$a_{9,5} = (k_2 b_2^2)/J_p, \quad a_{9,6} = (k_3 b_3^2)/J_p,$$

$$a_{9,7} = (k_4 b_4^2)/J_p, \quad a_{9,8} = -\left(\sum_{i=1}^4 c_i b_i^2\right)/J_p,$$

$$a_{9,9} = -\left(\sum_{i=1}^4 c_i (b_i^2)^2\right)/J_p, \quad a_{9,10} = \left(\sum_{i=1}^4 c_i b_i^3 b_i^3\right)/J_p,$$

$$a_{9,11} = (c_1 b_1^2)/J_p, \quad a_{9,12} = (c_2 b_2^2)/J_p,$$

$$a_{9,13} = (c_3 b_3^2)/J_p, \quad a_{9,14} = (c_4 b_4^2)/J_p,$$

$$a_{10,1} = \left(\sum_{i=1}^4 k_i b_i^2\right)/J_r, \quad a_{10,2} = \left(\sum_{i=1}^4 k_i b_i^3 b_i^3\right)/J_r,$$

$$a_{10,3} = \left(\sum_{i=1}^4 k_i (b_i^2)^2\right)/J_r, \quad a_{10,4} = -(k_1 b_1^2)/J_r,$$

$$a_{10,5} = -(k_2 b_2^2)/J_r, \quad a_{10,6} = -(k_3 b_3^2)/J_r,$$

$$a_{10,7} = -(k_4 b_4^2)/J_r, \quad a_{10,8} = -\left(\sum_{i=1}^4 c_i b_i^2\right)/J_r,$$

$$a_{10,9} = \left(\sum_{i=1}^4 c_i b_i^3 b_i^3\right)/J_r,$$

$$a_{10,10} = -\left(\sum_{i=1}^4 c_i (b_i^2)^2\right)/J_r,$$

$$a_{10,11} = -(c_1 b_1^2)/J_r, \quad a_{10,12} = -(c_2 b_2^2)/J_r,$$

$$a_{10,13} = -(c_3 b_3^2)/J_r, \quad a_{10,14} = -(c_4 b_4^2)/J_r,$$

$$a_{11,1} = k_1/m_1, \quad a_{11,2} = (k_1 b_1^2)/m_1,$$

$$a_{11,3} = -(k_1 b_1^3)/m_1, \quad a_{11,4} = -(k_1 + k_1')/m_1,$$

$$a_{11,5} = c_1/m_1, \quad a_{11,9} = (c_1 b_1^2)/m_1,$$

$$a_{11,10} = -(c_1 b_1^3)/m_1, \quad a_{11,11} = -c_1/m_1,$$

$$a_{12,1} = k_2/m_2, \quad a_{12,2} = (k_2 b_2^2)/m_2,$$

$$a_{12,3} = -(k_2 b_2^3)/m_2, \quad a_{12,5} = -(k_2 + k_2')/m_2,$$

$$a_{12,8} = c_2/m_2, \quad a_{12,9} = (c_2 b_2^2)/m_2,$$

$$a_{12,10} = -(c_2 b_2^3)/m_2, \quad a_{12,12} = -c_2/m_2,$$

$$a_{13,1} = k_3/m_3, \quad a_{13,2} = (k_3 b_3^2)/m_3,$$

$$a_{13,3} = -(k_3 b_3^3)/m_3, \quad a_{13,5} = -(k_3 + k_3')/m_3,$$

$$a_{13,8} = c_3/m_3, \quad a_{13,9} = (c_3 b_3^2)/m_3,$$

$$a_{13,10} = -(c_3 b_3^3)/m_3, \quad a_{13,13} = -c_3/m_3,$$

$$a_{14,1} = k_4/m_4, \quad a_{14,2} = (k_4 b_4^2)/m_4,$$

$$a_{14,3} = -(k_4 b_4^3)/m_4, \quad a_{14,7} = -(k_4 + k_4')/m_4,$$

$$a_{14,8} = c_4/m_4, \quad a_{14,9} = (c_4 b_4^2)/m_4,$$

$$a_{14,10} = -(c_4 b_4^3)/m_4, \quad a_{14,14} = -c_4/m_4,$$

제어 행렬 B의 요소  $b_{ij}$ 

$$b_{8,1} = b_{8,2} = b_{8,3} = b_{8,4} = 1/M$$

$$b_{9,1} = b_1^2/J_p, \quad b_{9,2} = b_2^2/J_p,$$

$$b_{9,3} = b_3^2/J_p, \quad b_{9,4} = b_4^2/J_p,$$

$$b_{10,1} = -b_1^3/J_r, \quad b_{10,2} = -b_2^3/J_r,$$

$$b_{10,3} = -b_3^3/J_r, \quad b_{10,4} = -b_4^3/J_r,$$

$$b_{11,1} = -1/m_1, \quad b_{12,2} = -1/m_2,$$

$$b_{13,3} = -1/m_3, \quad b_{14,4} = -1/m_4,$$

출력 행렬 C의 요소  $c_{ij}$ 

$$c_{1,1} = 1, \quad c_{1,2} = b_1^2, \quad c_{1,3} = -b_1^3, \quad c_{1,4} = -1$$

$$c_{2,1} = 1, \quad c_{2,2} = b_2^2, \quad c_{2,3} = -b_2^3, \quad c_{2,5} = -1$$

$$c_{3,1} = 1, \quad c_{3,2} = b_3^2, \quad c_{3,3} = -b_3^3, \quad c_{3,6} = -1$$

$$c_{4,1} = 1, \quad c_{4,2} = b_4^2, \quad c_{4,3} = -b_4^3, \quad c_{4,7} = -1$$

$$c_{5,8} = 1, \quad c_{5,9} = b_1^2, \quad c_{5,10} = -b_1^3, \quad c_{5,11} = -1$$

$$c_{6,8} = 1, \quad c_{6,9} = b_2^2, \quad c_{6,10} = -b_2^3, \quad c_{6,12} = -1$$

$$c_{7,8} = 1, \quad c_{7,9} = b_3^2, \quad c_{7,10} = -b_3^3, \quad c_{7,13} = -1$$

$$c_{8,8} = 1, \quad c_{8,9} = b_4^2, \quad c_{8,10} = -b_4^3, \quad c_{8,14} = -1$$

교란 입력 행렬 G의 요소  $g_{ij}$ 

$$g_{11,1} = k_1'/m_1, \quad g_{12,2} = k_2'/m_2,$$

$$g_{13,3} = k_3'/m_3, \quad g_{14,4} = k_4'/m_4,$$

## 참 고 문 헌

1. Hrovat, D., "Applications of Optimal control to Advanced Automotive Suspension Design", *Journal of Dynamics Systems, Measurements, and Control*, Vol. 115, June 1993, pp. 328~342.
2. Ray, L. R., "Robust Linear Optimal Control Laws for Active Suspension Systems", *Journal of dynamics Systems, Measurements, and Control*, Vol. 114, Dec. 1992, pp. 592~598
3. Hrovat, D., Margolis, D. L., and Hubbard, M., "An Approach toward the Optimal Semi-Active Suspension", *Journal of dynamics Systems, Measurements, and Control*, Vol. 110, Sep. 1988, pp. 288~296
4. Hac, A., and Youn, I., "Optimal semi-Active Suspension with Preview Based on a Quarter Car Model", *Journal of Vibrations and Acousitics*, Vol. 114, Jan, 1992, pp. 84~92.
5. Oueslati, F., and Sankar, s., "A Class of Semi-Active Suspension Schemes for Vehicle Vibration Control", *Journal of Sound and Vibration*, 1994, pp. 391~411
6. ElMadany, M. M., "Design of an Active Suspension for a Heavy Duty Truck using Optimal Control Theory", *Computers and Structures*, Vol. 31, No. 3, 1989, pp. 385~393
7. Gillespie, T. d., *Fundamentals of Vehicle Dynamics*, Society of Automotive engineers, Inc., 1992
8. 김완일 외, "능동 현가 시스템에 관한 최근 연구 동향", 한국자동차공학회, 1995년 추계학술대회 논문 초록집, pp. 166~197
9. Kisaburo, H., and et al, "Robust  $H^\infty$  Output Feedback Control of Decoupled automobile Active Suspension systems", *Proceedings of the 32nd Conference on Decision and Control*, San Antonio, Texas, December 1993, pp. 2931~2936
10. Ko, Young Eun, and Oh, taeil, "Motion Control of the Vehcle with an Active Suspension System", SAE Paper 940865, International Congress & Exposition, Detroit, Michigan, Feb 28-Mar. 3, 1994
11. 김 혁 외, "시간역과 주파수역의 복합형태의 성능지수를 이용한 피드백과 피드포워드형 신경 제어 능동 현가장치", 한국자동차공학회 1995년도 추계학술대회, 논문 95-17-0051, pp. 344~349
12. Hedrick, J. K., and Butsuen, T., "Invariant Prpperties of Automotive Suspensions", *Proc. of International Conference on Advanced Suspensions*, London, Oct. 24~25, pp. 35~42