

7 자유도 차량 모델과 출력 되먹임을 이용한
자동차 능동 현가장치 설계에 관한 연구

Output Feedback, Decentralized Controller Design for an Active Suspension
System using 7 DOF Full Car Model

°노 태 수*, 정 길 도**, 홍 동 표***

*전북대학교 우주항공공학과(Tel: 0652-70-2470; Fax: 0652-70-2472; E-Mail: rotthee@moak.chonbuk.ac.kr)

전북대학교 제어계측공학과, *전북대학교 정밀기계공학과

Abstract: The Output feedback linear quadratic regulator control is applied to the design of active suspension system using 7 DOF full car model. The performance index reflects the vehicle vertical movement, pitch and roll motion, and minimization of suspension stroke displacements in the rattle space. The elements of gain matrix are appropriately decoupled so that each suspension requires only local information to generate the control force. The simulation results indicates that the output feedback LQ controller is more effective than purely passive or full state feedback active LQ controllers in following the road profile at the low frequency range and suppressing the road disturbance at the high frequency ranges.

Keywords: Active Suspension, Full Car Model, LQR Output Feedback, Decentralized, Frequency Response

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. 현가 장치는 완전수동, 반능동, 완전 능동으로 구분되며 적절한 스프링과 댐퍼로 구성되어 저렴하며 신뢰도가 높은 완전수동 현가 장치가 주로 채택되어 왔으나 그러나 최근 소형 전자 회로 기술과 최신 제어 이론에 기반을 둔 능동 현가 장치의 개발이 활발히 이루어지고 있다.[1-3]

능동 현가 장치의 설계를 위한 차량 및 현가 장치 모델로 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.[4-6,11] 현가 장치의 수학적 모델링은 궁극적으로 노면 상태와 이에 대한 차량 주요 부위의 진동 특성을 가장 잘 나타내는 방향으로 이루어져야 한다. 그러나 강건제어기, 인공지능 제어기 등 제어기 설계에 있어서 상당한 이론적 진전에도 불구하고 차량 현가 장치의 수학적 모델이 복잡해짐에 따라 해석적 어려움과 이론 적용의 어려움이 수반되므로 1/4 차량 또는 1/2 차량 모델이 많이 사용되었다. 그러나 차량의 상하 진동(Heave)이나 피치(Pitch)와 같은 운동 뿐만 아니라 승객의 승차감과 깊은 관계가 있는 롤(Roll) 운동이나 좌우 차륜의 상호 교합에 의한 차량 운동 해석을 위하여 반드시 완전 차량(Full Car) 모델이 필요하다.

본 연구의 목적은 차량의 상하 진동, 피치, 롤, 그리고 전후 좌우 차륜의 운동을 고려한 7 DOF 차량 운동 방정식을 유도하고 LQR (Linear Quadratic Regulator) 제어기법을 이용한 능동 현가 장치의 성능을 분석하는 데 있다. 제어기로는 출력 되먹임을 이용하여 이득 행렬을 적절히 조절하여 제어기 구조를 독립화함으로써 복잡한 센서나 컴퓨터의 도움이 없어도 쉽게 구현이 가능한 독립 능동 현가 장치를 제안하고자 한다.

2. 모델링 및 운동 방정식

(그림 1)은 본 논문에서 사용한 완전 차량의 수학적 모델을 나타낸다. 차량은 강체로 모델링하고 각 차륜은 질점으로 간주하였으며 차량과 차륜사이의 현가 장치는 스프링과 댐퍼로 구성하였다. 그리고 차체와 차륜 사이에 제어력을 발생할 수 있는 작동기가 전후좌우 차륜에 장착되어 있다고 가정하였다. 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 중심으로한 피치(Pitch), Z 축을 중심으로한 롤(Roll) 운동, 그리고 전후좌우 4개의 차륜 진동을 고려한 7 자유도 모델을 의미한다.

7 자유도 차량 모델의 운동 방정식은 참고문헌[9]에서 상세히 제시된 바 있으므로 본 논문에서는 결과식만 제시한다. 먼저 차량 상하 방향 운동 방정식은

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

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

$$F_i = -k_i s_i - c_i \dot{s}_i \quad (2)$$

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 차량 피치각 θ 과 차량 롤 ϕ 가 작다고 가정하면 Suspension stroke와 Stroke rate는 각각

$$s_i = X_v - b_i^y \phi + b_i^z \theta - X_i \quad (3)$$

$$\dot{s}_i = \dot{X}_v - b_i^y \dot{\phi} + b_i^z \dot{\theta} - \dot{X}_i \quad (4)$$

라고 쓸 수 있으며 여기서 X_i 는 각 차륜의 절대 변위이며 (b_i^y, b_i^z)는 현가장치 부착 위치를 나타낸다.

차량의 y축을 중심으로한 피치 운동 방정식과 z축을 중심으로한 롤 운동 방정식은 (그림 1)을 참조하여 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\begin{aligned} J_p \ddot{\theta} &= \sum_{i=1}^4 b_i^z F_i + \sum_{i=1}^4 b_i^z u_i \\ &= \sum_{i=1}^4 b_i^z [-k_i(X_v - b_i^y \phi + b_i^z \theta - X_i) \\ &\quad - c_i(\dot{X}_v - b_i^y \dot{\phi} + b_i^z \dot{\theta} - \dot{X}_i)] + \sum_{i=1}^4 b_i^z u_i \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} J_r \ddot{\phi} &= \sum_{i=1}^4 -b_i^y F_i - \sum_{i=1}^4 b_i^y u_i \\ &= \sum_{i=1}^4 b_i^y [k_i(X_v - b_i^y \phi + b_i^z \theta - X_i) \\ &\quad + c_i(\dot{X}_v - b_i^y \dot{\phi} + b_i^z \dot{\theta} - \dot{X}_i)] - \sum_{i=1}^4 b_i^y u_i \end{aligned} \quad (6)$$

여기서 J_p 와 J_r 각각 피치 관성 모멘트와 롤 관성 모멘트를 나타내며 Vehicle Heave motion의 경우와 유사하게 θ 와 ϕ 는 충분히 작다고 가정하였다.

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

$$m_i \ddot{X}_i = -F_i - k_i^t(X_i - w_i) - u_i \quad (7)$$

로 쓸 수 있으며 위 식에서 k_i^t 는 타이어 감성 계수를 나타내 고, w_i 는 각 타이어가 접하고 있는 노면의 굴곡 상태를 나타 내는 변수이다

식(1), (5)-(7)을 상태 방정식 형태로 쓰면 간단히

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}\mathbf{u} + \mathbf{G}\mathbf{w} \quad (8)$$

로 쓸 수 있으며 여기서 \mathbf{x} 는 차량 운동 변수로 구성되는 상태 벡터이고, $\mathbf{u} = (u_1 \ u_2 \ u_3 \ u_4)^T$ 는 각 차륜에 장착된 능 동 현가장치에 의한 제어력 벡터이며 $\mathbf{w} = (w_1 \ w_2 \ w_3 \ w_4)^T$ 는 각 타이어에 가해지는 노면에 의 한 외란 입력 (Road disturbance input) 벡터이다. 식(8)의 시스 템 행렬 \mathbf{A} 는 14×14, 제어 행렬 \mathbf{B} 와 교란 입력 행렬 \mathbf{G} 는 14×4 행렬로 참고문헌[12]에 자세히 수록하였다. 또한 식(3)과 (4)을 이용하여 Suspension stroke s_i 및 \dot{s}_i 를 상태 변수와 연 관지으면

$$\mathbf{y} = \mathbf{C}\mathbf{x} \quad (9)$$

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

3. 능동 현가 제어기의 설계

현가 장치의 기능은 노면 굴곡에 의한 차량의 진동을 줄이고 가능한 차량의 자세를 수평으로 유지함으로써 승차감을 개선하 기 위함이다. 즉 현가 장치에 부착된 스프링과 댐퍼가 노면 진 동을 흡수하여 진동 전달을 차단한다. 차체와 차륜사이의 유격 인 Stroke가 충분하여 차륜이 노면 굴곡 형태에 완벽하게 순응 한다면 완벽한 현가 장치라 할 수 있다. 그러나 Stroke는 차체 다른 부품과 간섭 등으로 인하여 제한된 범위내로 국한된 경우 가 대부분이다. 이러한 Stoke 제한은 곧 승차감 개선의 한계 를 의미한다. 따라서 승차감 개선과 Stoke 제한은 서로 상반된 설계 요구 사항이며 현가 장치의 설계시 적절한 타협

(Trade-off)이 필요하게 된다. 또한 승객의 승차감은 차량의 절 대적인 변위 보다는 급격한 가속도의 변화에 더욱 민감하다는 사실에 주목해야 한다. 그리고 좋은 현가 장치라 하더라도 제 어기의 구조가 복잡하여 실제 구현하기에 어렵거나 고가의 센 서 장치가 필요하다면 일반 대중화하기 어려울 것이다.

위와 같은 복합적인 요구 조건을 수용하기 위하여 본 연구에 서는 다음과 같은 형태의 성능 지수를 선정하였다.

$$J = \frac{1}{2} \int_0^{\infty} (q_1 \dot{X}_v^2 + q_2 \dot{\theta}^2 + q_3 \dot{\phi}^2 + \rho_y \mathbf{y}^T \mathbf{y} + \rho_u \mathbf{u}^T \mathbf{u}) dt + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^4 \sum_{j=1}^8 g_{ij} k_{ij}^2 \quad (10)$$

를 사용하였다. 위식에서 $q_1, q_2, q_3, \rho_y, \rho_u$ 는 상대적 가중치를 나타내는 양의 실수이며 성능지수의 마지막 항은 제어기 구조 를 조절하기 위한 항으로 k_{ij} 는 출력 되먹임 이득 행렬 K_{out} 의 요소이다. 위와 같은 성능 지수의 사용은 실제 차량의 상하 진 동이나 피치, 롤의 가속도를 직접 제어하므로써 승차감을 개선 하고 과도한 Suspension stroke 변위를 제한함과 동시에 작동 기를 구동할 때 필요로하는 에너지의 양을 줄이기위한 복합적 인 요구를 수용하고 있다.

식(8)과 (7)을 식(10)에 대입한 후 정리하면

$$J = \frac{1}{2} \int_0^{\infty} (\mathbf{x}^T \mathbf{Q} \mathbf{x} + \mathbf{u}^T \mathbf{R} \mathbf{u} + \mathbf{x}^T \mathbf{N} \mathbf{u} + \mathbf{u}^T \mathbf{N}^T \mathbf{x}) dt + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^4 \sum_{j=1}^8 g_{ij} k_{ij}^2 \quad (11)$$

이며 출력 되먹임 행렬은 다음의 필요 조건을 만족한다.

$$\begin{aligned} (\mathbf{A} - \mathbf{B} \mathbf{K}_{out} \mathbf{C})^T \mathbf{P} + \mathbf{P} (\mathbf{A} - \mathbf{B} \mathbf{K}_{out} \mathbf{C}) + \mathbf{C}^T \mathbf{K}_{out}^T \mathbf{R} \mathbf{K}_{out} \mathbf{C} \\ + \mathbf{Q} - \mathbf{N} \mathbf{K}_{out} \mathbf{C} - (\mathbf{N} \mathbf{K}_{out} \mathbf{C})^T = 0 \\ (\mathbf{A} - \mathbf{B} \mathbf{K}_{out} \mathbf{C}) \mathbf{S} + \mathbf{S} (\mathbf{A} - \mathbf{B} \mathbf{K}_{out} \mathbf{C})^T + \mathbf{X}_o = 0 \end{aligned} \quad (12)$$

$$\mathbf{R} \mathbf{K}_{out} \mathbf{C} \mathbf{S} \mathbf{C}^T - \mathbf{B}^T \mathbf{P} \mathbf{S} \mathbf{C}^T - \mathbf{N}^T (\mathbf{C} \mathbf{S})^T + \mathbf{Z}^* \mathbf{K}_{out} = 0$$

위식에서 \mathbf{Z} 는 g_{ij} 로 구성된 이득 가중치 행렬이고 $\mathbf{Z}^* \mathbf{K}_{out}$ 은 \mathbf{Z} 와 \mathbf{K}_{out} 의 해당 요소간의 곱으로 이루어지는 행렬이며, \mathbf{X}_o 는 초기치의 공분산 행렬이다. 또한 행렬 \mathbf{P} 와 \mathbf{S} 는 라그랑지 승수 행렬로 성능지수의 최종 기대치는 $J = \frac{1}{2} \text{trace}(\mathbf{P} \mathbf{X}_o)$ 로 나타내어진다.[8]

출력 행렬 \mathbf{C} 와 이득 가중치 행렬 \mathbf{Z} 를 적절히 선정하면 Full State Feedback, Output Feedback, Decentralized Output Feedback을 구현할 수 있다. 즉 Full State Feedback의 경우 \mathbf{C} 대신 $\mathbf{I}_{14 \times 14}$ 을, 이득 가중치 행렬 \mathbf{Z} 로 14 x 14 영 행렬을 사 용하며, Output Feedback의 경우 이득 가중치 행렬 \mathbf{Z} 만 4 x 8 영 행렬을 사용하면 된다. 특히 Decentralized Output Feedback의 경우, \mathbf{Z} 를 적절히 선정하면 다음과 같은 고전적인 PD (Proportional-Derivative) 제어기 구조를 만들 수 있다.

$$u_i = -k_i^p s_i - k_i^d \dot{s}_i \quad (13)$$

위식에서 k_i^p 와 k_i^d 는 \mathbf{K}_{out} 행렬의 Nonzero 요소이다. 이 같은 제어기 구조는 각 차륜의 능동 현가 장치가 서로 독립적으로 작동하게 하여 현실적으로 구현이 용이하며 Passive Suspension 시스템의 Spring과 Damper를 보조하는 능동 Spring과 Damper 역할을 한다.

4. 능동 현가 장치 성능 해석

현가 장치의 성능 평가는 이론적 해석 측면에서 주파수 응 답이나 시간 영역 시뮬레이션을 이용할 수 있으며 실제 차량 시험을 통하여 수행한다. 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 연구에서는 위 두가지 방법을 적용하였으며 Random input은 고려하지 않았다. 본 연구에서 사용한 차량의 제원은 참고문헌 [13]의 자료를 이용하였다. 시간 영역 시뮬레이션에는 (그림 2)에 보인 바와 같이 양쪽의 높이가 서로 다른 장애물을 사용하였다.

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 가속도 응답 특성과 Suspension stroke 변위 응답 특성을 분석하였다. 입력은 차량의 전방좌측 차륜에 가해지고 있는 것으로 가정하였다. 본 연구에서 사용한 차량의 현가장치는 제원상 우수한 진동 감쇄 특성을 보이고 있으나 능동 현가 장치가 장착될 때 전반적으로 차량 진동을 상당히 감소할 수 있음을 (그림 3)-(그림 6)을 통하여 알 수 있다. Wheel hop mode인 10Hz 부근의 주파수를 갖는 입력에 대한 차량의 진동 감쇄가 전혀 없음을 알 수 있는 데 이를 소위 Invariant properties라 하며 이는 차량과 타이어 사이에 위치한 작동기 특성상 개선할 수 없는 것으로 알려졌다. [9,10]

Suspension stroke 변위를 살펴보면 완전 수동 현가 장치에 비하여 Suspension stroke가 전반적으로 증폭되고 있다 그리고 완전 수동에서 나타나는 반공진 현상이 공진으로 바뀔 수 있다. 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 제어가 설계됨을 알 수 있다. Full State Feedback 제어를 사용한 경우 가장 우수한 주파수 응답 특성을 보여주고 있으며 Output Feedback 제어도 바람직한 경향을 보이고 있다. 그러나 상대적으로 간단한 구조를 갖고 실현이 용이한 Decentralized 제어도 완전 수동 현가장치의 성능을 상당히 개선할 수 있음을 보여주고 있다.

4.2 장애물 통과 시뮬레이션

20km/h의 속도로 정속 전진 운행 중인 차량이 다른 Bump를 통과할 때 운동 특성을 파악해 보았으며 시뮬레이션 결과는 (그림 7)-(그림 10)에 도시하였다. 차륜이 장애물을 통과할 때 당연히 차량의 높이도 높아지고 전륜이 장애물을 통과할 때 양의 피치가, 그리고 후륜 통과시 음의 피치가 발생하는 상황을 쉽게 파악할 수 있다. 롤의 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 통하여 파악할 수 있다 그러나 실제적인 Stroke 양은 능동 현가 장치를 채용한 경우가 더 크다. 이유는 앞에서 설명한 바와 같이 차량의 진동 감쇄를 위하여 Stoke가 더 크게 유발되기 때문이다. 간단한 구조를 갖는 Decentralized Output Feedback 제어를 사용할 경우 차량 진동은 Full State Feedback이나 Output Feedback에 버금가는 성능을 보이면서 Stroke 변위는 완전 수동의 경우처럼 적절한 범위로 유지됨을 알 수 있다. 이는 간단한 Decentralized 제어를 효과적으로 사용할 수 있는 근거를 제시하고 있다.

5. 결론 및 고찰

본 연구에서는 7 DOF 완전 차량 모델을 이용한 능동 현가 장치 제어를 설계하고 주파수 응답과 시뮬레이션을 통하여 성능을 해석하였다. 완전 차량 모델을 사용하므로써 1/4 또는 1/2 차량 모델로 해석이 곤란한 차량 롤 운동, 현가장치간의 상호 교합(Coupling) 효과를 해석할 수 있음을 살펴 보았다. Full State Feedback, Output Feedback에 근거한 LQR 제어를 이용하여 능동 현가 장치를 설계하였으며 해석상 우수한 우수한 승차감 향상이 가능한 것으로 판단된다. 특히 간단한 구조를 갖는 Decentralized Output Feedback 제어기는 분산형 독립 현가 장치에 적용할 수 있을 것이다.

[후기]

본 논문은 전북대학교 자동차 신기술 연구소의 지원으로 수행된 연구 결과임을 밝혀두며 연구비 지원에 깊은 감사를 드립니다.

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 Acoustics*, 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] Lewis, F. L., *Applied Optimal Control and Estimation*, Prentice-Hall International Editions, 1992, Ch. 4.
- [9] Gillespie, T. D., *Fundamentals of Vehicle Dynamics*, Society of Automotive Engineers, Inc., 1992, Ch 5.
- [10] Hedrick, J. K., and Butsuen, T., "Invariant Properties of Automotive Suspensions," *Proc. of International Conference on Advanced Suspensions*, London, Oct. 24-25, pp. 35-42
- [11] 김완일 외, "능동 현가 시스템에 관한 최근 연구 동향," 한국자동차공학회, 1995년 추계학술대회 논문 초록집, pp. 166-197
- [12] 정길도, 노태수, 반능동/능동 현가 시스템의 인공지능 최적 제어 방식에 관한 연구, 1995년 전북대학교 자동차 신기술 연구소 지원 연구과제 최종 보고서.
- [13] 노태수 외, "7-DOF 차량 모델을 이용한 자동차 현가 장치 동역학 해석 및 시뮬레이션에 관한 연구," 한국자동차공학회, 1996년 춘계학술대회 논문집, pp. 212-216

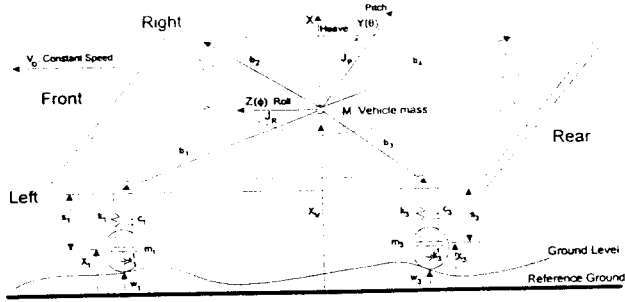


그림 1. 7 자유도 완전 차량 모델
Fig. 1 7-DOF Full Car Model

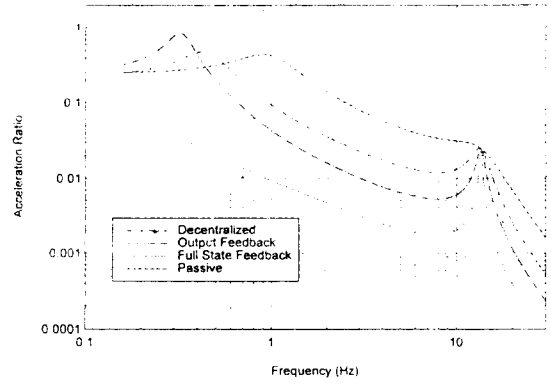


그림 4. 차량 Roll Motion 주파수 응답 특성
Fig. 4 Frequency Response of Vehicle Roll Motion

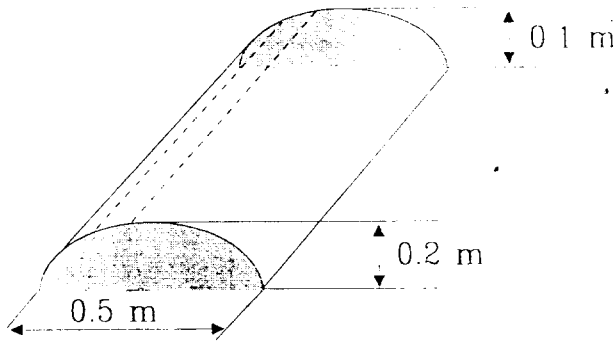


그림 2. 통과 장애물의 형상
Fig. 2 Bump Geometry

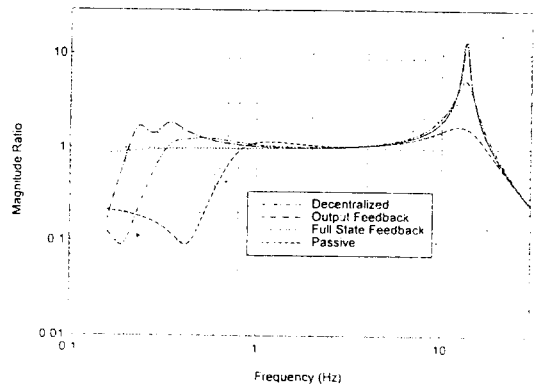


그림 5. 전방좌측 Suspension Stroke 주파수 응답 특성
Fig. 5 Frequency Response of Front-Left Suspension Stroke

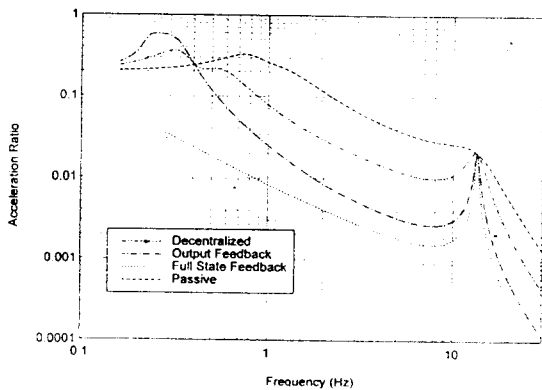


그림 3. 차량 Pitch 주파수 응답 특성
Fig. 3 Frequency Response of Vehicle Pitch Motion

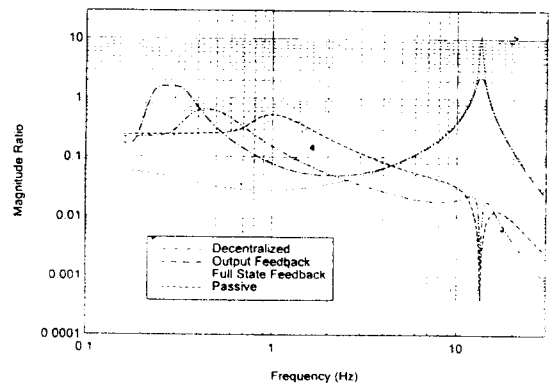


그림 6. 후방우측 Suspension Stroke 주파수 응답 특성
Fig. 6 Frequency Response of Rear-Right Suspension Stroke

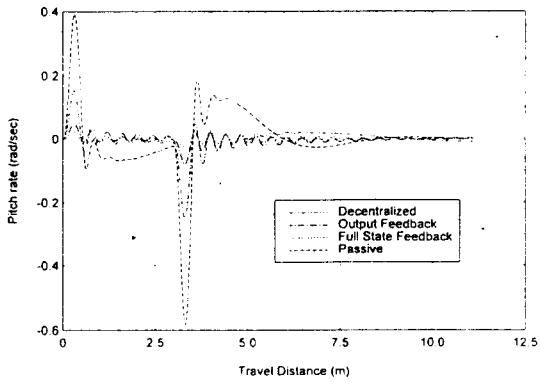


그림 7. 장애물 통과시 차량 Pitch Motion 변화
Fig. 7 Time Histry of Vehicle Pitch Motion

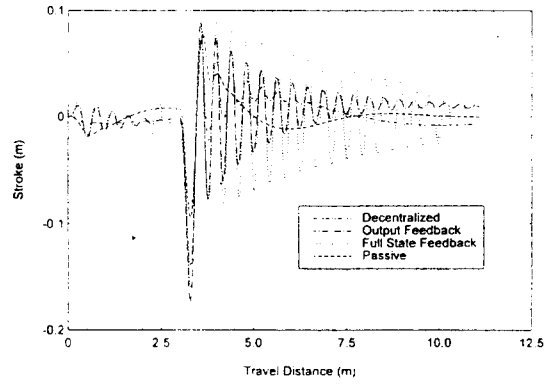


그림 10. 장애물 통과시 Real-Right Suspension Stroke 변화
Fig. 10 Time Histry of Real-Right Suspension Stroke

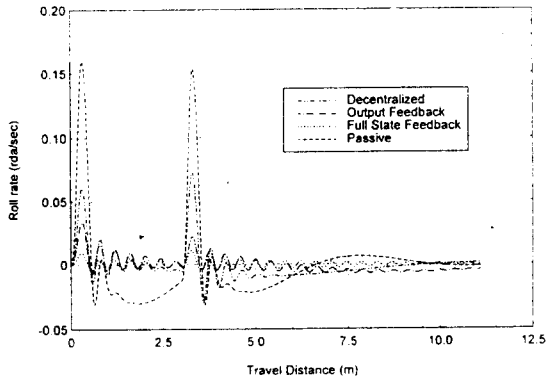


그림 8. 장애물 통과시 차량 Roll Motion 변화
Fig. 8 Time Histry of Vehicle Roll Motion

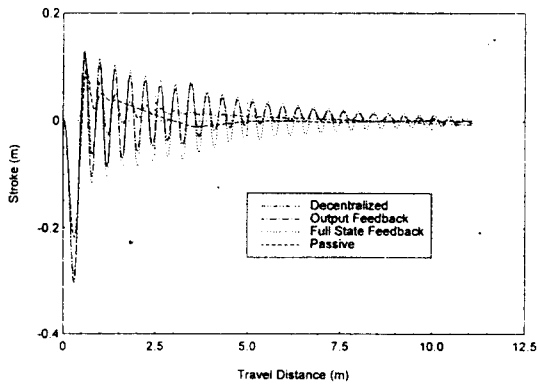


그림 9. 장애물 통과시 Front-Left Suspension Storke 변화
Fig. 9 Time Histry of Front-Left Suspension Stroke