

〈논 문〉 SAE NO. 943720

승용차용 능동제어식 현가시스템의 개발(2); 실차 성능실험 및 결과

Development of an Active Suspension System for
Passenger Cars(II) ; Prototype Car Test Result

황 요 하,* 홍 예 선,* 이 중 민,* 배 준 영**
Y. Hwang, Y. S. Hong, J. M. Lee, J. Y. Bae

ABSTRACT

Performance test result on prototype car equipped with low-band type active suspension system is reported. Control theory is explained first. Simulation for feasibility and parameter tuning, control module test using hydraulic exciter and test run, and performance evaluation of the test car on test track are reported successively. Emphasis was put on modification of control theory which caused many unexpected problems in actual implementation.

주요기술용어 : Low-Band Type(저주파수 대역), Active Suspension System(능동제어 현가시스템), Sky-Hook Damper(스카이훅 댐퍼), Motion Control(차체 자세제어)

기 호 설 명	설 명
Z, θ, ϕ	: 질량중심(MC)의 상하, 롤, 피치 좌표
$\bar{F}_{sky} = [F_{s0} F_{s1} F_{s2} F_{s3}]^T$: 전륜(좌우)의 스카이훅 댐퍼력
$F_{s0} F_{s1}$: 전륜(좌우)의 스카이훅 댐퍼력
$F_{s2} F_{s3}$: 후륜(좌우)의 스카이훅 댐퍼력
K_{sky}	: 독립 스카이훅 댐퍼의 제어게인
$\dot{Z}_{mc} = [\dot{z} \ \dot{\theta} \ \dot{\phi}]^T$: MC에서의 속도
$\ddot{Z}_{mc} = [\ddot{z} \ \ddot{\theta} \ \ddot{\phi}]^T$: MC에서의 가속도
$\ddot{z} = [\ddot{z}_1 \ \ddot{z}_2 \ \ddot{z}_3]^T$: 센서의 가속도
t_f, t_r	: (전, 후륜의 트레드)/2
L_f, L_r	: MC에서 앞, 뒷차축까지의 거리
R_{xy}	: MC(원점)에서 센서의 좌표
$\bar{F}_{roll} = [F_{r0} F_{r1} F_{r2} F_{r3}]^T$: 롤제어력
$\bar{F}_{pitch} = [F_{p0} F_{p1} F_{p2} F_{p3}]^T$: 피치제어력
$\bar{F}_{level} = [F_{l0} F_{l1} F_{l2} F_{l3}]^T$: 차고제어력
$\dot{Y} = [\dot{y} \ \dot{y} \ \dot{y} \ \dot{y}]^T$: 좌우가속도
$\dot{X} = [\dot{x} \ \dot{x} \ \dot{x} \ \dot{x}]^T$: 전후가속도
K_{level}	: 차고제어 게인
Z_{ux}	: 차축의 변위
Z_{rx}	: 도로의 형상
I	: 단위행렬
0	: 영행렬

1. 서 론

1부 논문에서는 배기량 2,000cc급 국산 차량을

* 한국과학기술연구원

** (주) 기아정기

대상으로 구성된 Low-Band Type 능동제어식 현가장치의 설계제원 및 기본특성을 기술하였다. 본 논문에서는 이 시험차량의 현가성능을 어떻게 조정(Tuning)하여 어떤 성능을 얻었는지를 보고하고자 하며, 그 내용으로는 현가제어기에 응용된 제어이론을 우선 설명하였고, 이 제어이론의 타당성을 검증하고 각 제어 인자들이 현가성능에 미치는 영향을 규명하기 위해 수행한 전산 모의 실험의 주요 결과를 제시하였다. 그리고 시험차량의 실제 능동제어 현가성능을 유압식 가진기와 실차 주행실험을 통해 Tuning하여 얻은 최종 결과를 예시하고 그 성능을 나름대로 평가하였다. 여기에서 능동제어식 현가장치의 성능을 판정하는 데에는 기존 피동식 현가장치를 장착한 차량의 현가성능을 기준으로 삼았다. 본 연구에서는 성능시험설비의 부족으로 인해 시험차량의 현가성능을 최적의 상태로까지 Tuning할 수는 없었으므로 그 실험결과가 절대 최상의 것이라고 볼 수 없으나, 본 논문에서는 실차실험 과정에서 발견된 Low-Band Type 능동제어식 현가장치의 제어에 있어서 대두되는 문제점들을 열거하였고 그 해결방안과 개선결과를 소개하였다.

2. 제어이론

2.1 스카이훅 댐퍼 제어

스카이훅 댐퍼 방식을 응용한 자동차용 현가장치는 차체의 절대 수직속도에 비례하는 진동 감쇠력을 차체에 인가함으로써 주행시 노면의 요철에 의한 차체 진동을 억제한다는 것이 그 기본 개념이다.¹⁾ 그러나 스카이훅 댐퍼는 본래 1/4-차량모델을 바탕으로 제안된 이론이기 때문에 실제 차량에 응용하는 데에는 많은 보완이 요구된다. 실제 차체의 움직임은 전후, 좌우 및 상하 이동외에 롤, 피치, 요우(Yaw)를 포함해 기본적으로 6자유도를 갖게 된다. 유압실린더의 작동방향이 지면에 수직방향이므로 6개의 자유도 중에서 롤, 피치, 상하 이동의 3방향의 진동이 유압실린더에 의한 스카이훅 댐퍼의 적용대상이 된다.

따라서 전차(Full Car)모델에 스카이훅 댐퍼를

구현하기 위하여는 기본이론을 보완하여야 하며, 이에 두가지 방식을 생각할 수 있다. 그 하나는 각 차륜을 독립적인 1/4-차량모델로 간주하여 각 차륜에 대한 진동감쇠력을 스카이훅 댐퍼 이론에 의해 각기 독립적으로 발생시키는 방식이며, 다른 하나는 센서신호로부터 차량의 질량중심에 작용하는 롤, 피치, 상하이동 방향의 진동모드를 검출한 후 이를 종합적으로 억제하기 위한 각 차륜의 감쇠력을 스카이훅 댐퍼 이론에 의해 산출하여 발생시키는 방식이다. 후자의 경우는 4차륜 중 세군데에만 수직가속도 센서를 설치하면 되므로, 4차륜 모두에 대해 수직가속도 센서가 요구되는 전자의 경우보다 경제적이며, 차량의 복합적인 진동을 제어함에 있어서 보다 합리적이라고 할 수 있다.

본 연구에서는 후자의 방식을 다시 두가지 개념으로 세분하여 구현하였다. 첫번째는 질량중심에서의 롤, 피치 및 바운스 모션에 대한 속도 성분들을 검출한 후 이들 모션에 따른 각 차륜에서의 합성속도에 비례하는 진동 감쇠력이 차체에 발생하도록 각 차륜의 현가력을 변화시키는 방법이고 두번째는 마찬가지로 질량중심에서의 롤, 피치 및 바운스 모션에 대한 속도성분들을 검출한 후에 각 모드별로 감쇠계수를 설정하여 각 차륜의 현가력을 변화시키는 방식이다. 두번째 방식은 모드별로 계인을 달리 설정할 수 있고 모드간의 연성을 고려할 수 있다는 장점이 있다. 차체의 질량중심은 승차하중의 증감과 분포에 따라 이동하게 되나 본 연구에서는 이것을 무시하였다. 이하 본 논문에서는 첫번째 방식을 '독립 스카이훅 댐퍼 제어', 두번째 방식은 '모드 스카이훅 댐퍼 제어'라고 칭하기로 한다.

2.1.1 독립 스카이훅 댐퍼 제어

차량의 전차모델을 Fig1에서 보는 바와 같이 7개의 자유도를 갖는 것으로 가정하였을 때, 세 개의 수직가속도 센서 신호를 이용하여 질량중심(MC)을 기준으로 한 바운스, 롤 및 피치 방향 가속도를 구하면 식 (1)과 같다.

$$\vec{Z}_{mc} = T_{mc}^{-1} \cdot \vec{Z} \quad (1)$$

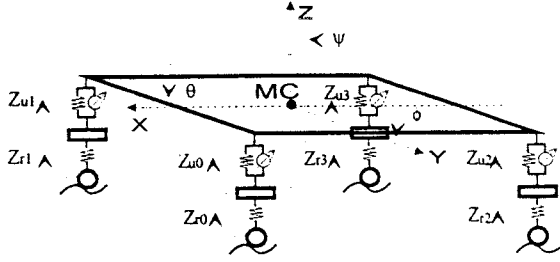


Fig.1 7-DOF full car model

여기서

$$T_{mc} = \begin{bmatrix} 1 & R_{1y} & -R_{1x} \\ 1 & R_{2y} & -R_{2x} \\ 1 & R_{3y} & -R_{3x} \end{bmatrix}$$

이며, 위의 식을 이용한 스카이훅 댐퍼의 감쇠력은 식 (2)가 된다.

$$\vec{F}_{sky} = -K_{sky} \cdot T \cdot \vec{Z}_{mc} \quad (2)$$

여기서

$$T = \begin{bmatrix} 1 & t_f & -L_f \\ 1 & -t_f & -L_f \\ 1 & t_r & L_r \\ 1 & -t_r & L_r \end{bmatrix}$$

는 변환행렬이다.

위 3방향의 속도는 가속도를 적분하여 구할 수 있는데, 순수한 적분회로를 사용하면 센서의 Offset 성분에 의해 적분치가 발산을 할 수 있으므로 적분기로서 (3)식과 같은 1차 지연요소를 사용하였다.²⁾

독립 스카이훅 댐퍼 알고리즘은 무게중심에 대한 바운스, 롤, 피치 방향의 이동속도에 비례하는 감쇠력이 차체에 발생되도록 4차륜의 현가 감쇠력을 설정해 주는 것이다. 즉,

$$\vec{Z}_{mc} = L(S) \cdot \vec{Z}_{mc} \quad (3)$$

여기서

$$L(S) = \frac{1}{1 + \tau S}$$

이다. 시간상수 τ 는 실험적 시행착오를 거쳐 적절한 값으로 설정되었다. 따라서 전차모델에 대한 독립 스카이훅 댐퍼의 감쇠력은 식 (2)에 식 (1), (3)을 대입하여 얻은 식 (4)에 의해 결정되며 결과적으로 감쇠계수 K_{sky} 는 각 차륜에 대해 독립적으로 조절된다.

$$\vec{F}_{sky} = -K_{sky} \cdot T \cdot L(S) \cdot T_{mc}^{-1} \cdot \vec{Z} \quad (4)$$

2.12 모드 스카이훅 댐퍼 제어

모드 스카이훅 댐퍼는 질량중에서의 각 모드에 대한 감쇠계수를 결정해 주는 방식으로서 그 개념을 수식으로 표현하면 식 (5)와 같다.

$$\vec{F}_{sky} = -T_{mode} \cdot K_{mode} \cdot \vec{Z}_{mc} \quad (5)$$

여기서

$$K_{mode} = \begin{bmatrix} K_x & 0 & K_{\alpha} \\ 0 & K_y & 0 \\ K_{\alpha} & 0 & K_{\sigma} \end{bmatrix} : \text{계인행렬}$$

$$T_{mode} = \begin{bmatrix} \frac{L_r}{2(L_f+L_r)} & \frac{-t_f}{2(t_f^2+t_r^2)} & \frac{-1}{2(L_f+L_r)} \\ \frac{L_r}{2(L_f+L_r)} & \frac{t_f}{2(t_f^2+t_r^2)} & \frac{-1}{2(L_f+L_r)} \\ \frac{L_f}{2(L_f+L_r)} & \frac{-t_r}{2(t_f^2+t_r^2)} & \frac{1}{2(L_f+L_r)} \\ \frac{L_r}{2(L_f+L_r)} & \frac{t_r}{2(t_f^2+t_r^2)} & \frac{1}{2(L_f+L_r)} \end{bmatrix}$$

이다. 식 (5)에서 감쇠계수 행렬에 K_{α} , K_{σ} 가 존재하는 이유는 바운스운동과 피칭운동이 서로 연성되어 있기 때문에 이를 비연성화 시키기 위

함이다. 이것은 Fig.1의 7차 모델을 이용한 전산 모의 실험의 결과에 근거한다. 식 (5)에 식 (1)과 (3)을 대입하면 다음과 같은 식이 구해진다.

$$\bar{F}_{sky} = -T_{mode} \cdot K_{mode} \cdot L(S) \cdot T_{mc}^{-1} \cdot \bar{X} \quad (6)$$

2.2 롤제어

차량의 급조향이나 선회 주행시에 식 (7)과 같이 좌우가속도 센서에서 측정되는 가속도신호에 비례하는 힘만큼 회전중심 방향 차륜들의 현가력을 감소시키고, 반대방향 차륜들의 현가력을 증가시키면 롤각도를 감소시킬 수 있다.³⁾ 질량중심과 롤 중심은 차량의 횡방향 수직단면 상에 있다고 가정하였으며 롤 중심의 수직 방향 이동은 알고리즘에서 보상하였다.

$$\bar{F}_{roll} = K_{roll} \cdot \bar{Y} \quad (7)$$

$$\text{여기서 } K_{roll} = \begin{bmatrix} K_{roll} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -K_{roll} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & K_{roll} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -K_{roll} \end{bmatrix}$$

2.3 피치제어

차량의 급제동시 전후가속도 신호에 비례하는 힘만큼 전륜의 현가력은 증가시키고, 후륜의 현가력은 감소시키며, 급출발시에는 이와 반대로 현가력을 제어해 주면 피칭각도를 줄일 수 있다.⁴⁾ 이 기능은 식 (8)에 의해서 구현된다. 이때 피칭중심의 변화는 무시하였는데, 실제로 피치제어가 이루어지면 피칭 각도가 매우 작아지므로 이 가정은 타당하다고 볼 수 있다.

$$\bar{F}_{pitch} = K_{pitch} \cdot \bar{X} \quad (8)$$

$$\text{여기서 } K_{pitch} = \begin{bmatrix} K_{pitch} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & K_{pitch} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -K_{pitch} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -K_{pitch} \end{bmatrix}$$

2.4 차고제어

각 차륜의 차고센서로부터 측정된 현가변위와 기준 차고와의 차이에 비례하는 힘을 유압실린더에 발생시키는 차고제어는 두가지 기능을 수행하도록 하였다. 첫째는 승차하중이 변하더라도 각 차륜에서의 차고가 항상 기준차고로 유지되도록 하중 변화에 의한 차고의 변화를 보상해주며, 둘째는 운행중 다른 현가제어 기능들의 누적오차에 의해 각 차륜별로 발생하는 Drift를 자동으로 상쇠시키는 것이다. 여기서 차고제어의 주파수 영역은 스카이훅 댐퍼 제어의 영역과 상충되지 않도록 저주파 필터에 의해 0.5Hz 이하로 제한하였다. 차고제어에 있어서 각 차륜에 대해 독립적으로 차고제어를 하면 4 차륜의 현가력이 균형을 이루지 못하고 2 또는 3 차륜에 의해 차체를 지지하는 경우가 발생한다. 따라서 본 연구에서는 차고오차를 질량중심의 각 모우드 변위로 분리한 후, 이 변위들의 오차가 감소하도록 각 차륜의 차고를 변화시키게 하였다.⁵⁾ 이것을 수식으로 표현하면 식 (9)와 같다.

$$\bar{F}_{level} = K_{level} \cdot T_{level} \cdot L_{level} \cdot (\bar{P}_{ref} - \bar{P}) \quad (9)$$

여기서,

$$L_{level}(s) = \frac{1}{1+0.31831s} \quad : \text{저주파통과필터}$$

$$T_{level} = \frac{1}{2(t_f^2 + t_r^2)}$$

$$\begin{bmatrix} 2t_f^2 + t_r^2 & t_r^2 & t_f t_r & -t_f t_r \\ t_r^2 & 2t_f^2 + t_r^2 & -t_f t_r & t_f t_r \\ t_f t_r & -t_f t_r & t_f^2 + 2t_r^2 & t_f^2 \\ -t_f t_r & t_f t_r & t_f^2 & t_f^2 + 2t_r^2 \end{bmatrix}$$

$$\bar{P}_{ref} = [Z_{0(s-u)ref} \ Z_{1(s-u)ref} \ Z_{2(s-u)ref} \ Z_{3(s-u)ref}]^T$$

: 기준차고

$$\bar{P} = [Z_{0(s-u)} \ Z_{1(s-u)} \ Z_{2(s-u)} \ Z_{3(s-u)}]^T$$

: 신호차고

2.5 통합제어

앞에서 설명한 제어모듈들은 식 (10)에 의해 통합되어 현가제어기에서 병렬적으로 수행되도록 하였다. 각 제어모듈 간의 가중치 차이는 각 모듈별로 튜닝을 하게 되므로 따로 고려할 필요가 없다.

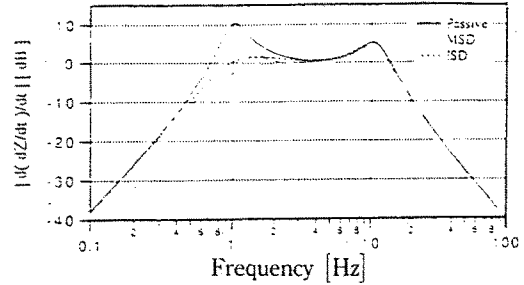
$$\vec{F} = \vec{F}_{sky} + \vec{F}_{roll} + \vec{F}_{pitch} + \vec{F}_{level} \quad (10)$$

3. 전산 모의실험에 의한 스카이훅 댐퍼의 제어방식 검증

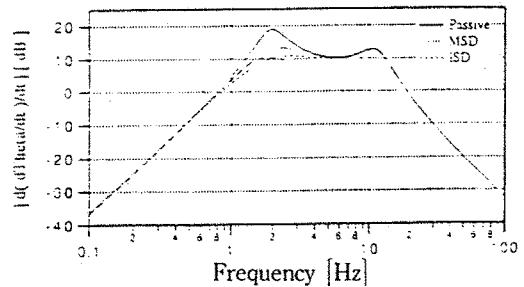
위에서 설명한 제어모듈 중에서 롤제어, 피치 제어 및 차고제어는 독립적이고 단순한 제어기 능들이므로 실차실험을 통해 적절한 게인값을 결정할 수 있다. 그러나 스카이훅 댐퍼 제어는 여러 인자가 복합되어 작용하므로 전차 모델에 대한 전산 모의실험을 통해 계수 조절과 성능평가를 선행하는 것이 요구된다. Fig.1서 보인 전차모델에 대한 수학적인 유도과정은 부록에 수록하였다. 여기서 수학적 모델에 대한 각 인자들의 값은 가능한 한 시험차량의 수치를 사용하였으나 구할 수 없는 데이터는 일반적으로 인용되는 수치를 사용하였다.⁶⁾ 따라서 모의실험의 결과가 실차실험의 결과와 정확히 일치한다고 볼 수는 없으나, 스카이훅 댐퍼의 특성에 대한 경향을 밝히고, 실차실험에 사용될 파라미터의 전체적인 범위를 유추함으로써 시행착오를 줄일 수 있었다.

전산 모의실험에서는 IBM PC와 MATLAB 프로그램을 사용하여 기존의 수동형 현가장치와 본 논문에서 제안한 스카이훅 댐퍼 제어기를 탑재한 능동형 현가장치의 현가성능을 비교하였다. 각 계수들은 전체 기준감쇠비가 0.7이 되도록 설정하였으며⁷⁾, 현가성능 즉, 승차감의 평가기준으로서 노면의 수직 가진속도에 대한 차체가속도의 응답특성을 계산하였다.

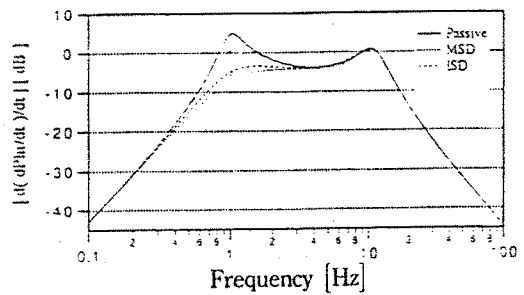
Fig.2는 오른쪽 전륜에 작용하는 노면 수직속도에 대한 차체가속도의 응답을 도시한 것이다. 그림에서 Passive, MSD, ISD는 기존 현가방식, 모드 스카이훅 댐퍼 및 독립 스카이훅 댐퍼 방



(a) Heaving Mode의 주파수역 출력



(b) Rolling Mode의 주파수역 출력



(c) Pitching Mode의 주파수역 출력

Fig.2 Transfer function of car body acceleration to road velocity input

식의 특성을 각각 나타낸다. Fig.2(a)에서 보면 스카이훅 댐퍼 제어를 했을 때 승차감에 가장 큰 영향을 주는 수직 가속도가 현가장치의 1차 공진점에서 기존 현가장치보다 10~13dB 정도 줄어드는 것을 알 수 있다. 특히 비연성화된 롤링 모드(Fig.2(b))를 제외하고 모드 스카이훅 댐퍼가 독립 스카이훅 댐퍼보다 더 좋은 성능을 보여주고 있다.

4. 제어모듈별 기본성능 시험 및 계수 조정

다음에는 스카이훅 댐퍼, 롤, 피치 및 차고제어

등 각 제어모듈의 기본성능을 실험으로 확인하고 계수 조정을 통해 성능을 개선시킨 결과를 기술하였다.

4.1 스카이록 댐퍼 제어

스카이록 댐퍼 제어 모듈의 체계적인 계수조정을 위해서는 실험실 내에서 시험차량의 4 차륜을 독립적으로 가진하여 차체의 롤, 피치 및 바운스 모션을 독립적으로 발생시킬 수 있는 4-Post Rig가 요구된다. 본 연구에서는 4-Post Rig의 간이 형태로서 차륜 하나만을 가진시킬 수 있는 서어보 유압식 1축 가진기를 제작하여 사용하였다.

Fig.3에서 보는 바와 같이 가진기로 왼쪽 전륜을 가진하는 상태에서 전산 모의실험을 통해 파악된 수치들을 기준으로 계수들을 변화시켜가며 실험한 결과, 독립 스카이록 댐퍼 제어시 현가장치의 1차 공진주파수인 1.2Hz에서 수직가속도의 진폭을 4dB 이상 감소시킬 수 있었다. 모드 스카이록 댐퍼 제어시 전산 모의실험에서 예측된 것처럼 독립 스카이록 댐퍼보다 더 나은 결과를 얻지 못했는데, 이것은 1축 가진기만으로는 각 모드별로 계수를 효과적으로 조정할 수 없었기 때문이다.

실제 주행조건에서 스카이록 댐퍼의 성능을 시험하고 또한 계수 조정을 정밀하게 하기 위해서는 낮은 주파수대역에서 일정한 진폭으로 차체를 연속 가진시킬 수 있는 주행도로가 필요하나, 본 연구에서는 여건 상 아스팔트로 포장된 긴 타원형의 주행시험장에서 직선주행시 60Km/h, 코너링시 30Km/h의 속도로 약 3.6Km를 주행하며 차체의 수직가속도의 오토스펙트럼을 측정, 이의 변화를 관찰하여 기본적인 성능을 확인하였다. 이때에 성능 평가용 수직 가속도 센서는 변속 레버 앞쪽에 별도로 설치하였고 테이프 레코더에 신호를 기록하였다.

Fig.4는 독립 스카이록 제어시 감쇠계수를 0.3으로 설정하고 실험한 결과를 보여 준다. 그림에서 보는 바와 같이 주행시험에서도 1차 공진주파수인 1.2Hz 부근의 수직가속도 진폭이 크게 줄어든 것을 알 수 있다.

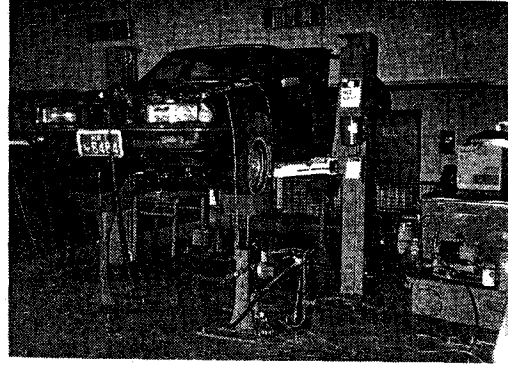
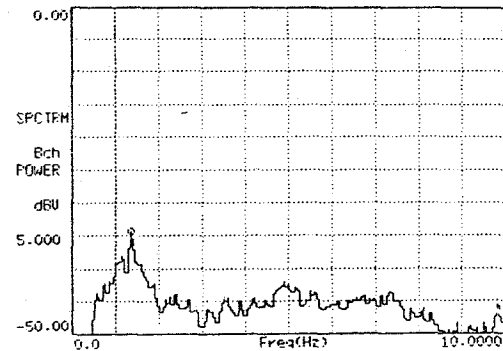
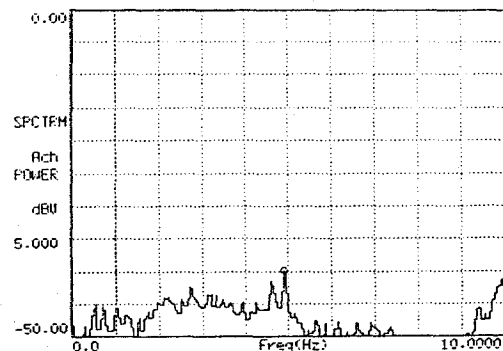


Fig.3 Prototype car and one axis exciter



(a) without control



(b) with control

Fig.4 Autospectrum of car body acceleration during road test

위와 같이 가진기를 이용한 시험이나 주행시험의 결과를 통해 스카이록 댐퍼의 작동효과를 확인할 수는 있었으나, 본 연구의 시험설비로는

스카이록 댐퍼에 의해 승차감이 얼마나 향상되었는가를 광범위하게 평가하여 입증할 수는 없었다.

4.2 롤제어

차체의 롤제어는 앞서서도 설명한 바와 같이 횡가속도 센서의 신호를 받아서 일정한 계수를 곱해 각 압력제어밸브에 신호를 내 줌으로써 차체에 반 롤링 모멘트를 발생시키게 된다. 따라서 롤각도가 롤제어에 의해 직접 제어되는 것은 아니다. 즉, 횡가속도에 의한 롤링모멘트와 유압실린더에 의한 반 롤링모멘트의 차이 만큼 좌우 기계식 현가스프링들의 압축변위에 차가 생겨 롤각도가 결정된다. 따라서 일정한 횡가속도를 받는 정상 롤링 상태에서는 유압실린더와 Sub-Accumulator에서 소비하는 유량이 없으므로 능동제어 현가시스템의 롤제어 능력은 단순히 좌우 유압실린더에 의해 차체에 발생시킬 수 있는 롤링모멘트의 최대치에 의해 제한된다. 반면에 동적인 과도상태에서는 횡가속도의 방향 변화에 따라 좌우 유압실린더의 현가 압력을 변화시켜야 하는데 이때에 Sub-Accumulator에서 펌프의 공급유량보다 많은 유량을 소비하게 되므로 동적인 롤제어 능력은 Main-Accumulator에 충전되어 있

던 작동유가 높은 유량으로 압력제어밸브에 공급되면서 소진될 때까지만 보장이 된다. 따라서 동적인 롤제어 성능의 검증은 실제 주행조건에서 발생할 수 있는 횡가속도의 변화 패턴을 우선 파악한 후 롤제어 계인을 정하여 Main-Accumulator의 체적을 결정하고 실험하는 경우에만 의미가 있다고 할 수 있다.

Fig5는 비포장된 공터에서 직경 100m의 원위를 시계 반대방향으로 일정한 속도로 선회하는 조건 하에서 실험한 결과이다. 그림에서 굵은 실선은 롤제어 계인이 0일 때 각 차륜의 차고 변화를 보여준다. 이 경우 승객측(FR, RR) 차고는 4~5cm 감소하였고 운전자측(FL, RL) 차고는 4~5cm 증가한 것을 볼 수 있다. 그러나 롤제어 계인이 0.4인 경우 그림에 가는 점선으로 나타낸 바와 같이 각 차륜의 차고 평균치가 거의 0cm로 유지되는 것을 알 수 있다. 그림의 잔진동은 거친 노면에 의한 차체 진동에 기인한다.

앞에서 설명한 롤제어 방식대로 압력제어밸브에 신호를 주게 되면 롤제어 계인을 0.4 이상으로 설정할 경우 선회주행 후 곧 바로 직진도로 진입할 때 Main-Accumulator의 작동유가 선회회전 중심측 유압실린더들의 압력을 중립압력으로 복원하는 데에 소진되면서 동적인 롤제어가 불가능해져 과도한 롤링 현상이 생겼다. 이것을 해결하기 위하여 선회시 선회 중심측 유압실린더의 압력을 횡가속도에 비례하여 감소시키지 않고 중립압력으로 유지시키면서, 원심측 유압실린더의 압력만 증가시키도록 제어알고리즘을 수정하였는데, 그 결과 롤제어 계인을 0.8까지 증가시켜도 위와 같은 롤링 현상을 방지할 수 있었다.

4.3 피치제어

피치제어도 롤제어와 같은 개념의 Feedforward 제어방식으로서, 횡가속도 대신 전후가속도 신호를 이용하는 것만 다르다. 피치제어는 주로 급발진과 급제동의 주행조건에서 요구되므로 동적인 과도상태에서 주로 작동되어야 한다. 동적인 피치제어 능력도 Main-Accumulator에 충전되어 있던 작동유가 압력제어밸브로 공급되어 소진될

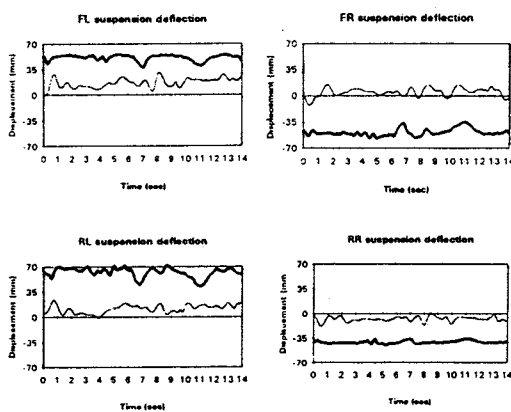


Fig.5 Rolling displacement(mm) of car body during curve running
(solid-thick line : no control, dotted-thin line : gain=0.4)

때까지만 보장이 된다.

피치제어 성능실험에서는 40km/h로 정속주행하다가 감속도의 크기를 달리하여 급제동을 할 때 전륜과 후륜의 차고 변화를 관찰하며 피치제어 계인을 조절하였다. Fig.6은 전후감속도가 5m/sec²에 달하는 급제동시 전륜과(FL, FR) 후륜(RL, RR)의 차고 변화를 보여 준다. 여기서 실선은 피치제어 계인이 0일 때, 점선은 피치제어 계인이 0.25일 때에 해당된다. 주행시험장의 직선주행거리가 짧은 관계로 차량의 회전, 변속, 가속에 따른 피칭모션이 그림에서 작은 진동으로 나타나고 있으나 전체적으로는 급감속에 의한 피칭모션을 잘 보여주고 있다. 피치제어를 하지 않을 때는 강한 다이브 현상이 나타나고 있으며 피치제어 시에는 차체가 거의 수평을 유지하는 것을 볼 수 있다. 피치제어 계인을 증가시킬 수록 피칭 각도는 줄어들었으나, 전륜의 현가력이 과대하게 높아져 차고가 전체적으로 높아지는 현상이 발생하였다.

피치제어에서 나타난 주된 문제점은 그림의 후륜측 차고 변화(RL, RR)에서 보는 바와 같이 차량일 정지할 때 전후 가속도의 신호에 비례하여 전륜측 유압실린더의 압력을 올려주고 후륜측은 낮혀주는 과정에서 Main-Accumulator의 작동유가 일단 소진되면 피치제어가 종료되면서 후륜측

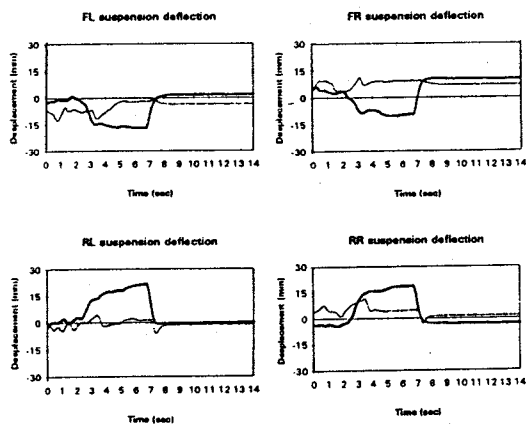


Fig.6 Pitching displacement(mm) of car body during deceleration (solid-thick line : no control, dotted-thin line : gain%0.25)

유압실린더의 압력을 중립압력으로 복원시키는데에 시간지연이 생기므로 차체가 다시 뒤로 다소간 역피칭을 하는 것이다.

이와 같은 현상을 해결하기 위하여 피치제어 알고리즘을 수정하였다. 즉, 초기에 제동 감속도가 큰 경우는 전후가속도에 비례하게 압력제어 신호를 내주나, 차속도가 일정한 값 이하로 줄어들면 특정한 Profile에 따라 후륜측 유압실린더의 압력을 미리 증가시키도록 하였다. 많은 주행시험을 거쳐서 도출한 Profile은 브레이크페달을 밟은 상태에서 차속이 5km/h 이하가 되면 뒷쪽 실린더의 압력을 일정비율로 증가시키다가, 1km/h 이하가 되면, 증가시키던 비율의 1/8 비율로 감소시키도록 하였다. 그 효과는 5장에 종합적으로 기술하였다.

4.4 차고제어

차고제어는 시동 후 차고제어의 응답시간이 7~8초가 되도록 계인을 설정하였다. Fig.7은 왼쪽 후륜 차고의 예로서 시동 후 승차감에 큰 영향을 주지 않으면서 부드럽게 기준 차고로 수렴하는 것을 보여 준다.

5. 통합제어에 대한 실차주행 현가성능 시험

다음은 현가제어기가 통합제어를 수행하는 상태에서 스카이록 댐퍼, 롤 및 피치제어 기능의

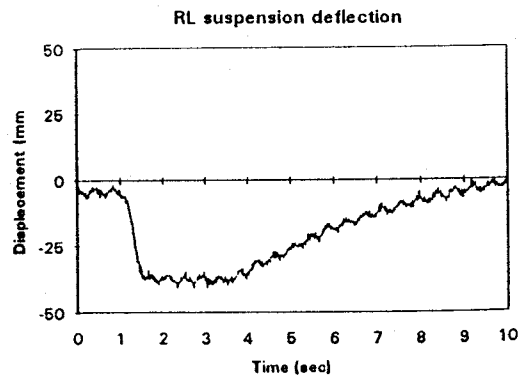


Fig.7 Step response of car body displacement by level control

성능을 주행상태에서 시험한 결과이다. 이 시험의 목적은 스카이록 댐퍼 제어에서 구현되는 롤, 피치 및 바운스 제진 효과와 롤 및 피치의 Feedforward제어 효과가 서로 중첩되었을 때 나타나는 성능의 개선을 확인하는 데에 있다.

5.1 스카이록 댐퍼 제어 성능시험

4.2절에서 설명한 주행시험 방법과 동일한 방법으로 스카이록 댐퍼의 성능을 측정된 결과는 Fig.8과 같다. 시험결과는 Fig.4의 결과와 동일한 경향을 보이며 1차 공진주파수에서 수직 가속도의 진폭이 5dB 이상 감소한 것을 알 수 있다.

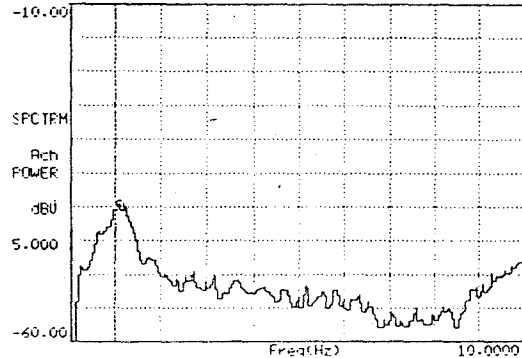
5.2 롤제어

본 연구에서는 동적인 롤제어 시험조건으로서 급차선변경 주행을 하면서 롤각도를 측정하였다. 롤각도를 측정하기 위하여는 차량의 변속레버앞에 압전 자이로형 각가속도 센서를 부착하고 그 출력신호를 적분하였다. 횡가속도의 Peak치는 주행속도에 의해 변화시켰다. Fig.9는 시험결과를 보여 주는데, 롤제어에 의해 롤링 각도가 효과적으로 감소하는 것을 알 수 있다.

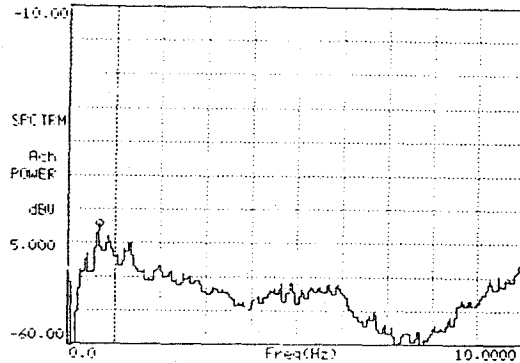
5.3 피치제어

Fig.10 4.3절에서 설명한 대로 수정된 피치제어 알고리즘을 통합제어에 반영시켜 급제동시 피치제어 성능을 시험한 결과를 보여준다. Fig.6과 비교해 보면 정차 후에 발생하던 역피치 현상이 확실히 없어진 것을 볼 수 있다. 이것은 수정된 피치제어 알고리즘에 의해 후륜측 유압실린더의 압력을 미리 점차적으로 높여 줌으로써 역피치 현상을 감소시키는 동시에 스카이록 댐퍼의 작용으로 차체의 진동이 억제되었기 때문으로 판단된다.

Fig.11은 전후 가속도에 의해 피칭각도가 얼마나 증가하는 지를 측정된 결과인데 능동제어식 현가장치와 기존 Passive 현가장치 간의 성능을 대비시켰다. 피칭각도의 측정에도 롤각도 측정시와 같이 압전 자이로를 사용하였다. 그림에서 Passive는 기존의 기계식 현가장치를 장착한 차량의 성능을 나타낸다. 그림에서 알 수 있듯이 본



(a) without control



(b) with control

Fig.8 Autospectrum of car body acceleration with full control during road test

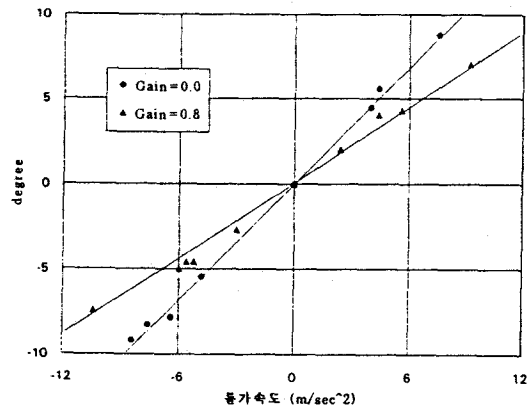


Fig.9 Roll angle improvement by control

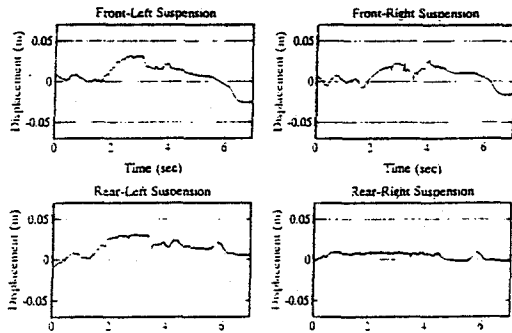


Fig.10 Wheel axle displacements by modified pitch control during deceleration.

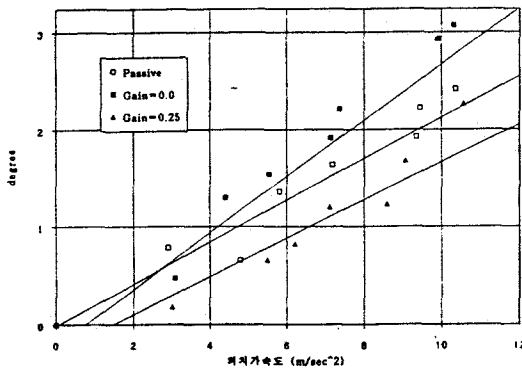


Fig.11 Pitching angle comparison

연구의 시험차량은 피치제어를 하지 않을 경우 현가특성이 소프트해져 승차감은 좋아지나 피칭 각도가 크게 나타나고, 능동제어가 작동되면 기존차량보다 피칭각도가 감소하여 조종안정성이 향상 되었다. 따라서 능동제어식 현가장치는 기존의 현가장치보다 강성도를 낮추어 승차감을 좋게하면서 동시에 차체의 조종안정성을 높일 수 있음을 알 수 있다.

6. 결 론

본 연구에서는 기존차량의 현가장치를 Low-Band Type 능동제어식 현가시스템으로 교체하여 구성된 시험차량의 기본 현가성능에 대한 시험 결과를 보고하였다. 실험여건의 미비로 현가제어기의 계수조정이 완전하지 못한 부분도 있고, 제어 알고리즘에서 고려하지 못한 작동조건도

많으나, 능동제어식 현가장치의 기본성능을 구현하는데 요구되는 제어이론을 시험차량의 주행 시험을 통해 검증, 수립하였고 그 과정에서 능동제어식 현가장치의 개발에 따르는 실전적 문제점과 개선 방안을 제시한 데에 그 의의가 있다고 할 수 있다. 특히 차고제어에 모우드 제어 개념을 도입함으로써 축하중의 분포를 균일화하고, 롤제어 및 피치제어시 Sub-Accumulator내의 작동유가 과도하게 배출되지 않도록 제어 신호를 수정함으로써 능동제어식 현가장치의 전반적인 성능이 크게 개선되는 것을 입증하였다.

능동제어식 현가장치의 현가제어 알고리즘 개발에 있어서 개념적 제어이론이 많은 실험적 수정을 거쳐야 하는 것을 본 연구에서 경험하였는데, 그 주된 이유는 유압 시스템에서 공급받는 동력은 한정되어 있다는 데에 있다. 그리고 능동제어식 현가장치가 향후 널리 실용화되려면 현가동력의 소비가 더욱 줄어들어야 함을 감안할 때 현가제어 알고리즘의 개발에 있어서 가장 중요한 고려 인자는 무엇보다도 소비동력의 최소화 되어야 할 것이다.

참 고 문 헌

1. D. Karnopp & M. J. Crosby. & etc, "Vibration control using semi-active force generators". Journal of Engineering for Industry. Trans. ASME, May. 1974, pp.619~626
2. D. L. Margolis. "The Response of Active and Semi-active Suspensions to Realistic Feedback signals", Vehicle System Dynamics, 11. 1982, pp 267~282.
3. Yutaka Aoyama, etc, "Development of the Full Active Suspension by Nissan", Society of Automotive Engineers, Paper Number 901742, 1990.
4. Shoji Inagaki, Hideo Inoue, & etc, "Development of Feedforward Control Algorithms for Active Suspension", SAE technical paper series 920270
5. 광병학, 박영진, "차량에서의 능동적 현가장치 제어기 설계", KIST 위탁과제 보고서, 1992. 12. 9

6. 박호, "자동차 현가장치의 성능감도해석 및 능동진동제어에 관한 연구", 한양대학교 박사학위논문, 1990.
7. P. Barak, D. Hrovat, "Application of the LQG approach to design of an Automotive Suspension for Three-dimensional vehicle models", Proc. of ImechE. 1988, pp.11~26.

부록 : 전차모델의 유도

Fig.1서 보인 전차모델은 모두 7자유도를 갖는데, 차체의 강체운동에 대해 상하, 롤, 피치만을 고려하고 차축은 독립 현가차축으로 모델링하여 각각 1자유도를 갖도록하였다.⁶⁾ 차체와 차축을 모델링하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
 M_s \ddot{\bar{Z}}_c + T^T C_s (\dot{\bar{Z}}_s - \dot{\bar{Z}}_u) + T^T K_s (\bar{Z}_s - \bar{Z}_u) &= T \bar{F}_{sy} \\
 M_u \ddot{\bar{Z}}_u - C_s (T \dot{\bar{Z}}_c - \dot{\bar{Z}}_u) - K_s (T \bar{Z}_c - \bar{Z}_u) + K_f (\bar{Z}_u - \bar{Z}_r) &= -\bar{I} \bar{F}_{sy}
 \end{aligned} \tag{a-1}$$

여기서,

$$\begin{aligned}
 \bar{Z}_c &= [z \ \theta \ \phi]^T \\
 \bar{Z}_s &= T \cdot \bar{Z}_c \\
 \bar{Z}_u &= [z_{u0} \ z_{u1} \ z_{u2} \ z_{u3}]^T \\
 \bar{Z}_r &= [z_{r0} \ z_{r1} \ z_{r2} \ z_{r3}]^T
 \end{aligned}$$

$$M_s = \begin{bmatrix} M_z & 0 & 0 \\ 0 & I_x & 0 \\ 0 & 0 & I_y \end{bmatrix}$$

$$M_u = \begin{bmatrix} m_f & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_f & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_r & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_r \end{bmatrix}$$

$$C_s = \begin{bmatrix} c_f & 0 & 0 & 0 \\ 0 & c_f & 0 & 0 \\ 0 & 0 & c_r & 0 \\ 0 & 0 & 0 & c_r \end{bmatrix}$$

$$K_f = \begin{bmatrix} k_n & 0 & 0 & 0 \\ 0 & k_n & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k_n & 0 \\ 0 & 0 & 0 & k_n \end{bmatrix}$$

$$K_s = \begin{bmatrix} k_f + \frac{R_f}{2} & -\frac{R_f}{2} & 0 & 0 \\ -\frac{R_f}{2} & k_f + \frac{R_f}{2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k_f + \frac{R_f}{2} & -\frac{R_f}{2} \\ 0 & 0 & -\frac{R_f}{2} & k_f + \frac{R_f}{2} \end{bmatrix}$$

식 (a-1)을 정리하면, 식 (a-2)가 되고, 이를 상태공간방정식 형태로 표시하면, 식 (a-3)이 된다.

$$M \cdot \ddot{\bar{Z}}_q + C \cdot \dot{\bar{Z}}_q + K \cdot \bar{Z}_q = P_1 \cdot \bar{Z}_r + P_2 \cdot \bar{F}_{sy} \tag{a-2}$$

여기서,

$$\bar{Z}_q = \begin{bmatrix} \bar{Z}_c \\ \bar{Z}_u \end{bmatrix}$$

$$M = \begin{bmatrix} M_s & 0 \\ 0 & M_u \end{bmatrix}$$

$$C = \begin{bmatrix} T^T C_s T & -T^T C_s \\ -C_s T & C_s \end{bmatrix}$$

$$K = \begin{bmatrix} T^T K_s T & -T^T K_s \\ -K_s T & K_s \end{bmatrix}$$

$$P_1 = \begin{bmatrix} 0 \\ K_f \end{bmatrix}$$

$$P_2 = \begin{bmatrix} T^T \\ -I \end{bmatrix}$$

$$A_1 = - \begin{bmatrix} 0 & M \\ M & 0 \end{bmatrix}^{-1} \cdot \begin{bmatrix} -M & 0 \\ C & K \end{bmatrix}$$

$$\vec{Z} = A \cdot \vec{Z} + B \cdot \vec{F}_{sy} + B_d \cdot \vec{Z}, \quad (\text{a-3})$$

$$B_1 = - \begin{bmatrix} 0 & M \\ M & 0 \end{bmatrix}^{-1} \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ P_2 \end{bmatrix}$$

여기서,

$$\vec{Z} = \begin{bmatrix} \vec{Z}_q \\ \vec{Z}_q \end{bmatrix}$$

$$B_{d1} = - \begin{bmatrix} 0 & M \\ M & 0 \end{bmatrix}^{-1} \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ P_1 \end{bmatrix}$$