

<논문> SAE NO. 943719

승용차용 능동제어식 현가시스템의 개발(1) : 실험차량의 구성

Development of an Active Suspension System for Passenger Cars(I) : Construction of Prototype Car

홍 예 선,* 황 요 하,* 김 동 윤,* 김 영 범,** 심 재 진**
Y. S. Hong, Y. Hwang, D. Y. Kim, Y. B. Kim, J.J. Shim

ABSTRACT

Low-band type active suspension system is implemented on a passenger car. Level, roll, pitch and bouncing motion of body are controlled by a digital controller. Sky-hook damper is applied to control bouncing motion. This paper describes overall construction of the system, design of hydraulic system, sensor system, controller, and control scheme. Performance of prototype car has been evaluated on a test track and reported in the second paper.

주요기술용어 : low-band type(저주파수 대역형), active suspension system(능동제어 현가시스템), sky-hook damper(스카이훅 댐퍼), motion control(차체자세제어)

기 호 설 명

C : 현가스프링의 탄성 계수(kgf/cm)
 d : 유압실린더의 댐핑 계수(kgf/m/s)
 X_0 : 현가스프링의 초기압축변위(mm)
 m, W : 차체의 관성질량및 중량(kgm, kgf)
 ω_n : 현가장치의 1차 고유진동수(Hz)
 ζ : 현가장치의 진동감쇠계수
 A_p : 유압실린더의 단면적(cm²)
 X : 유압실린더의 변위(mm)
 P_c : 중립압력을 기준한 압력변화(bar)

1. 서 론

두편으로 나뉘어 작성된 논문 “승용차용 능동 제어식 현가시스템의 개발”에서는 국산승용차를 대상으로 개발한 low-band type 능동제어식 현가시스템에 대하여 prototype차량의 구성 및 주요 부품의 사양 결정 과정을 기술하고 1/4-차량모델 과 실험차량을 이용한 능동현가 실험의 결과를 보고하고자 한다.

Low-band type 능동제어식 현가시스템은 유압 실린더를 이용하여 차체의 현가력을 변화시켜

* 한국과학기술연구원

** 기아정기(주)

주는 데 소요되는 동력을 줄이기 위하여 별도의 코일스프링이 차체 중량의 절반 정도를 수용하게 하고, 전자비례 압력제어밸브에 의해 현가력을 능동적으로 변화시킬 수 있는 주파수 대역을 4Hz 이하로 제한한 현가시스템으로서, 소비동력의 극소화와 현가 제어성능의 극대화라는 상반된 조건을 동시에 만족시키는 것이 주된 설계과제라고 할 수 있다. Prototype 차량은 궁극적으로 현가 시스템 전체와 구성부품들에 대해 이론적으로 예측한 설계조건과 성능을 실험적으로 검증하기 위해 제작되었다.

전체 논문의 제1부인 본 논문에서는 능동제어식 현가제어 차량의 유압시스템과 현가제어기를 어떻게 구성하였는지를 설명하고 주요 구성부품들의 요구사항에 대한 이론적 선정기준을 제시하였으며, 1/4차량 모델에 대해 구성된 유압식 현가시스템의 기본특성을 전산 모의실험(simulation)과 실제 현가 실험을 통하여 규명하였다. 본 연구에서 구성한 실험 차량을 주행시키며 수행한 능동제어식 현가시스템의 성능실험 및 tuning 결과는 제 2부 논문에 수록하였다.

2. 능동제어식 현가시스템 전체의 구성

Fig.1은 low-band type 능동제어 현가시스템의

구성을 1/4-차량모델에 대해 예시한 것이고 현가시스템에 대한 주요 설계제원은 Table 1과 같다.

Table 1 Main specication of the active suspension system

	정하중	현가 변위	Hydro-mech. 스프링 탄성계수	스프링의 초기압축력
전륜	360kgf	±50mm	21kgf/cm	180kgf
후륜	270kgf	±50mm	21kgf/cm	135kgf

2.1 유압시스템의 구성

능동제어식 현가시스템을 구성하는 데에 요구되는 주요 유압부품 중 유압실린더, 코일스프링, sub-accumulator, damping 밸브는 자체설계에 의해 제작하였고, 전자비례 압력제어밸브는 산업용 제품을 주파수 응답특성이 좋아지도록 개조하여 사용하였으며, 유압 펌프, fail-safe 밸브, main-accumulator는 Nissan 자동차의 부품은 사용하였다.

선정된 유압펌프는 2,000rpm 이상의 구동속도에서 약 12 l/min의 일정한 유량으로 작동유를 강제로 토출시킨다. 압력 릴리프밸브는 100 bar로 설정하였고 유압실린더의 중립압력은 50

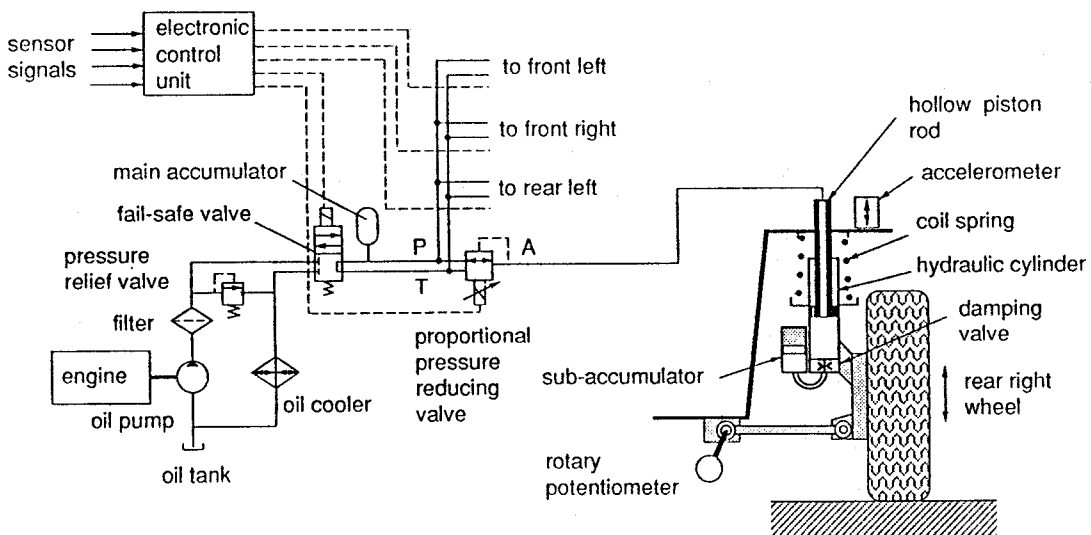


Fig.1 Configuration of the low-band type active suspension system

bar로 설계하였다. 따라서 현가용 유압시스템에 공급되는 이론동력을 계산하면 2kW에 달하고, 유압펌프의 전효율을 80% 정도로 가정하면 엔진으로부터 소비되는 동력은 2.5kW 정도에 달한다. 가변용량 펌프를 사용한다면 작동유량이 적게 소요되는 주행조건에서는 소비동력을 더 낮출 수 있을 것이다. 유압부품의 설계사양 결정에 대해서는 3장에 별도로 기술하였다.

2.2 현가제어기의 구성

능동제어식 현가시스템의 주된 기능은 스카이훅 댐퍼(sky-hook damper)의 구현에 의한 차체 움직임의 효율적인 감쇠와 차체의 자세제어에 의한 주행 안정성의 향상이다.

2.2.1 하드웨어의 구성

현가제어기의 하드웨어적 구성은 Fig.2에서 보는 바와 같다. 차체의 움직임을 감지하기 위하여 각 차륜 위의 차체에 4개의 수직가속도 센서, 중앙 콘솔 부분에 좌우, 전후 가속도 센서를 설치하였고 차체의 각 차륜에 대해 한개씩의 차고센서를 설치하였다. 보조신호로서 차속신호, 브레이크 작동감지신호, 조향 핸들각도신호등을 활용하였다. 여기서 가속도센서는 낮은 고유진동수를 갖는 저주파 검출형을 사용하였고 차고센서는 throttle body에 사용되는 회전식 potentiometer를 이용하여 제작하였다.

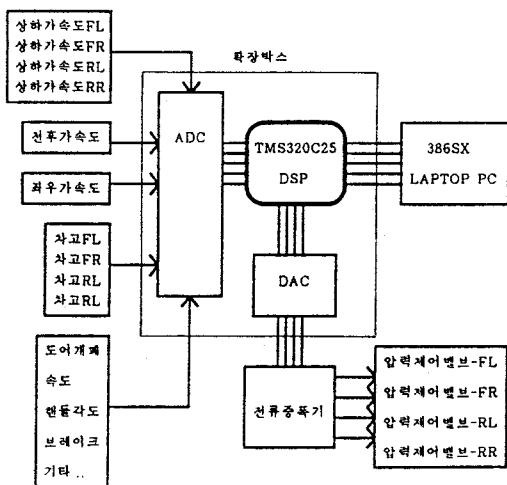


Fig.2 Controller hardware layout

현가제어 알고리즘을 수행하는 DSP(digital signal processor)는 각 센서로부터 ADC(analog to digital converter)를 통해 신호를 입력받아서 추후 설명될 제어알고리즘에 의해 각 유압 실린더에 요구되는 현가력을 산출한 후 DAC(digital to analog converter)를 거쳐 압력제어밸브 구동용 전류증폭기로 전압신호들을 출력시킨다. 이러한 제어 loop는 매 10ms마다 수행된다. DSP와 연결된 Laptop PC는 각종신호들의 입출력 상태를 모니터링 하거나 DSP내의 프로그램을 수정하는데 사용된다.

2.2.2 신호처리

가속도센서와 차고센서로부터 출력되는 신호들은 노이즈 및 offset 성분을 포함하고 있기 때문에 이들 신호를 현가제어에 이용하기 위해서는 적절한 필터처리를 해야 한다.

본 연구에서 사용한 가속도 센서는 1차 시스템으로서 고유진동수가 40Hz이하이므로 앨리어싱을 방지하기 위한 별도의 저주파대역 필터를 사용하지 않고 DSP에서 직접 100Hz로 샘플링한 후 소프트웨어적인 필터에 의해 노이즈 신호를 제거하였다. 이 필터 방식으로는 체비세프 2차 IIR 필터 방식을 사용하였다. 가속도신호의 offset은 일차로 하드웨어적인 조절회로를 통해 제거되어 DSP로 입력되고 차가 정지한 상태에서 수시로 offset량을 검출하여 소프트웨어적으로 상쇄시켰다. 수직가속도 센서의 신호를 속도신호로 변환시키는 적분기로는 DC offset성분에 의한 발산 가능성을 고려하여 순수 적분기가 아닌 1차 지연 필터를 소프트웨어적으로 구현하였다.

차고신호 역시 하드웨어적인 offset제거회로를 거치게 한 후 소프트웨어적인 저주파대역 필터에 의해 노이즈를 제거시켰으며 차고제어 기능이 스카이훅 댐퍼 기능과 간섭을 일으키지 않도록 주파수 대역을 0.5Hz로 낮게 설정하였다.

2.2.3 소프트웨어의 구성

본 연구에서는 롤, 피치, 차고제어와 스카이훅 댐퍼 제어를 구현하였다. 여기서 스카이훅 댐퍼는 주행중에 발생하는 차량의 강체운동(rigid body motion)을 제어한다. 즉, 주행중인 차량의 움직임은 바운스 외에도 피치, 롤, 요우 모션으로 나

타는데 스카이훅 댐퍼는 이중에서 질량중심을 기준으로 발생하는 롤 및 피치와 바운스를 억제한다. 이때의 피치, 롤모션은 전후, 좌우가속도 센서를 사용하여 감지하는 선회주행시의 롤 모션, 급정거 및 급출발시의 피치모션과 별개로 제어된다.

프로그램의 전체적인 구성도는 Fig.3과 같다. 엔진이 시동되면 차고제어에 의하여 우선 차체의 높이가 기준치와 같아지도록 조절되고 차속이 기준치 이상으로 높아지면 차고, 피치, 롤제어와 스카이훅 댐퍼가 병렬로 이루어진다.

1) 스카이훅 댐퍼

스카이훅 댐퍼 기능은 각 차륜 위 차체에 설치된 수직가속도 센서들의 신호를 적분하여 얻어진 속도신호에 일정 gain을 곱하여 각 압력제어밸브에 입력시킴으로써 구현되는데, 차체의 절대 수직속도에 비례하는 감쇠력을 유압실린더에서 발생시키는 효과를 얻게 된다.

2) 차고제어

차고제어 기능은 각 차륜에서의 현가변위를 측정하는 차고센서의 신호를 이용하여 승차하중의 변동에 의해 각 차륜의 하중이 변하더라도 현가변위가 일정한 크기로 유지되도록 자동 보상해주는 기능이다.

3) 피치제어

피치제어 기능은 전후가속도 센서의 신호를 이용하여 급제동시에는 전후가속도 신호에 비례

하여 전륜용 유압실린더의 압력을 높여주고 후륜용 유압실린더의 압력은 낮혀줌으로써 dive현상을 줄여주는 기능이다. 급발전시에도 이 원리를 이용하여 squat현상을 줄여 줄 수 있다.

4) 롤제어

롤제어 기능은 차량의 급조향이나 선회주행시 원심력에 의해 차체가 원심방향으로 기울어지는 것을 방지하기 위하여 좌우가속도 센서의 신호에 비례하게 원심방향 유압실린더들의 압력을 높여주고 중심방향 유압실린더들의 압력은 낮추는 기능이다.

3. 유압부품의 사양 도출기준

능동제어 현가시스템용 유압시스템의 주된 기능 중에서 차체의 자세제어는 롤과 피치의 인위적인 변화를 위해 feedforward하게 제어되는 기능으로서 지속적으로 급격하게 작동되어야 하는 기능은 아니다. 그러나 스카이훅 댐퍼는 차체의 고유진동수 부근에서 차체의 진동이 억제되도록 지속적으로 작동되어야 하므로 유압시스템에 대한 성능 요구조건을 도출하는 주요 기준이 된다고 할 수 있다.

Fig.4는 능동제어식 현가시스템용 유압시스템의 상세한 구성을 도시한 것이다. 유압시스템의 구성에 있어서 주요 설계인자는 유압실린더의 유효작동 단면적 및 피스톤 마찰력, damping 벨

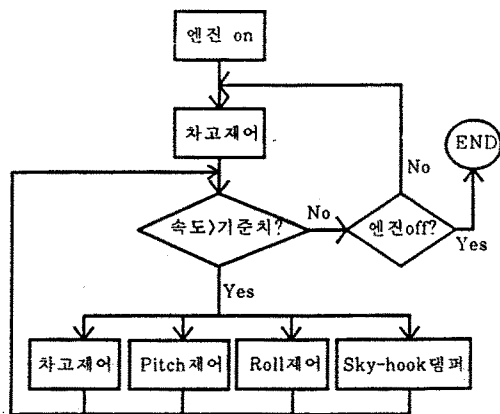


Fig.3 Functional construction of controller

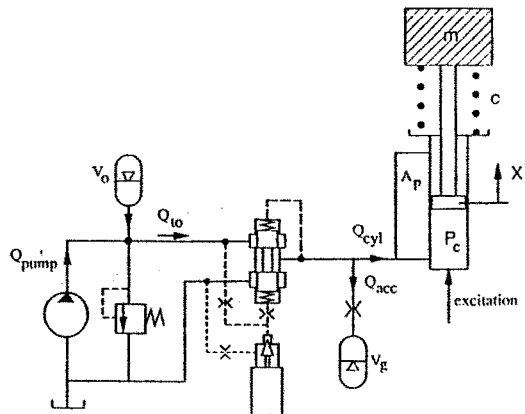


Fig.4 Basic model for the electro-hydraulic suspension control system

브의 유량계수, sub-accumulator의 체적, 압력제어밸브의 동특성, 유량계수 및 선형성, 펌프의 정격 공급유량, main-accumulator의 체적 등이다.

유압실린더의 유효작동 단면적은 축하중의 수용비율을 50%, 중립압력을 50bar로 가정하면 전륜과 후륜에 대해 직접 산출된다. 유압실린더의 마찰력은 스카이록 댐퍼의 성능에 결정적인 영향을 주는 인자이므로 최적의 시일과 슬라이드 링을 사용하여 최소화하여야 한다. 특히 유압실린더에 축력이 크게 작용하는 현가구조에 있어서는 설계단계에서 각별히 고려해야 한다.

Damping 밸브의 주된 기능은 상대적으로 높은 주파수대역에서 피스톤의 운동방향에 반대되는 진동감쇠력을 발생시키는 것으로서, 1차 공진주파수까지는 효과가 거의 없다. 따라서 2차 공진주파수에서의 진동감쇠 효과만을 고려하여 사양을 결정하면 되므로 종래보다 설계목표와 기능이 크게 단순화된다.

압력제어밸브의 동특성은 Fig.4의 유압식 현가시스템의 변위에 대한 1차 공진주파수가 약 1.2 Hz이므로 압력제어밸브의 출력변수인 압력 자체에 대한 주파수 응답대역을 현가 공진주파수의 3배로 잡으면 약 4Hz 정도가 된다. 궁극적으로 압력제어밸브의 슬레노이드에 의해 구동되는 스프링의 변위에 대한 주파수 응답대역은 다시 이보다 3배가 되어야 한다고 볼 때 최소 12Hz는 되어야 한다. 자동차용 전자비례식 압력제어밸브에 있어서 슬레노이드 코일과 전류증폭기의 특수한 설계에 의해 스프링 변위의 주파수 응답특성을 이 요구사양에 맞추는 것은 크게 문제되지 않는다. 압력제어밸브의 유량계수가 너무 작으면 오차신호의 saturation이 발생되어 압력의 동적인 응답성이 나빠진다. 반대로 유량계수가 너무 크면 동적인 응답특성은 좋아지나, 선형오차와 연계되어 전체 시스템의 분해도가 악화된다.

따라서 스카이록 댐퍼 기능을 위주로 결정해야 할 주된 사양은 펌프의 공급유량, main-accumulator의 체적, 압력제어밸브의 유량계수, sub-accumulator의 체적이다. 이 사양들을 결정하기 위한 기준의 하나로써 유압시스템이 1차 공진주파수에서 스카이록 댐퍼 기능에 의해 차체의 진동을

억제할 수 있는 능력을 수직가속도 또는 현가변위의 최대 허용진폭으로서 정량화하여 이것을 설계기준으로 삼을 수 있을 것이다. 그리고 이에 대한 보완으로서, 실험차량에 대한 현가성능 실험을 통해 주어진 주행조건에 따라서 제어 변수들이 설계영역을 얼마나 벗어나는 지를 확인해 가며 유압부품 또는 시스템의 사양을 수정하는 것이 시행착오를 최소화하는 길이 될 수 있을 것이다.

Fig.4에서 유압실린더에 대한 힘 평형 방정식을 세우면

$$PA_p + c(X_0 - X) - d\dot{X} - W = m\ddot{X}$$

이고 이식을 다시 쓰면

$$P = \frac{W - cX_0}{A_p} + \frac{c}{A_p}X + \frac{d}{A_p}\dot{X} + \frac{m}{A_p}\ddot{X} = P_n + \Delta P \quad (1)$$

이다. 여기에서

$$P_n = \text{중립 압력} = \frac{W - cX_0}{A_p}$$

$$\begin{aligned} \Delta P = \text{압력변화} &= \frac{1}{A_p}(m\ddot{X} + d\dot{X} + cX) \\ &= \frac{m}{A_p}(X + 2\zeta\omega_n\dot{X} + \omega_n^2X) \end{aligned}$$

로 정의된다. 피스톤 변위 X 가 $X = X_0 \sin \omega t$ 의 함수로 변한다고 가정하면

$$\dot{X} = X_0\omega \cos \omega t \quad (2)$$

이다.

피스톤에 마찰에 의한 damping력이 없다고 가정할 때 고유진동수에서 $\Delta P = 0$ 이더라도 공진이 발생하나 스카이록 댐퍼 기능을 통해 진동을 억제하려면 속도에 비례하는 진동감쇠력이 유압실린더의 압력변화로써

$$P_c = -P_0 \cos \omega t \quad (3)$$

의 함수로 발생되어야 한다(Fig.5 참조). 이 진동감쇠력을 마찰에 의한 damping력으로 간주하여 표시하면

$$P_c = -P_0 \cos \omega t = \frac{dX}{A_p} = \frac{2\zeta \sqrt{m c X}}{A_p} \quad (4)$$

이다. 따라서 압력 변화 진폭은

$$P_0 = \frac{2\zeta \sqrt{m c X_0}}{A_p} \quad (5)$$

이 되고, 실린더로 공급되어야 하는 유량 $Q_{cyl} = Q_{oc} \cos \omega t$ 의 진폭은

$$Q_{\alpha} = A_p \dot{X} \quad (6)$$

이다. 한편, 위와 같은 작동조건에서 압력 $P_c = -P_0 \cos \omega t$ 를 얻기 위해 *sub-accumulator*로 공급되어야 하는 유량은 *damping* 밸브의 영향이 없고 *subaccumulator*의 체적이 V_n 정상작동 온도에서의 초기 충전압력이 P_g 라고 가정하면, $PV^{1.4} = \text{const.}$ 의 관계식을 이용하여 압력 $(P_n + P_0)$ 에서의 가스체적 V_n 와 압력 $(P_n - P_0)$ 에서의 가스 체적 V_l 을 계산함으로써 구할 수 있다.

즉, 압력이 $(P_n - P_0)$ 에서 $(P_n + P_0)$ 로 변할 때 $(V_l - V_n)$ 의 체적을 (π/ω_n) 초만에 *sub-accumulator*로 공급하기 위한 정현파 유량 Q_{acc} 의 진폭을 구하면 $Q_{\alpha} = (V_l - V_n)/(2/\omega_n)$ 이다. 궁극적으로 Fig.5에서 보는 바와 같이 유압실린더로 공급되어야 하는 유량과 *sub-accumulator*로 공급되어야 하는 유량을 합한 총유량의 진폭은 $Q_{\alpha} = \sqrt{Q_{oc}^2 + Q_{\alpha}^2}$ 이고 압력제어밸브의 main spool이 최소 압력차 $[P_s - (P_n + P_0)]$ 에서 최대유량 Q_{α} 를 통과시킬 수 있다면 유량계수는 충분히 크다고 가정할 수 있다.

main-accumulator의 용량을 결정하기 위하여 공진주파수에서 1주기(즉, $2\pi/\omega_n$ 초)당 압력제어

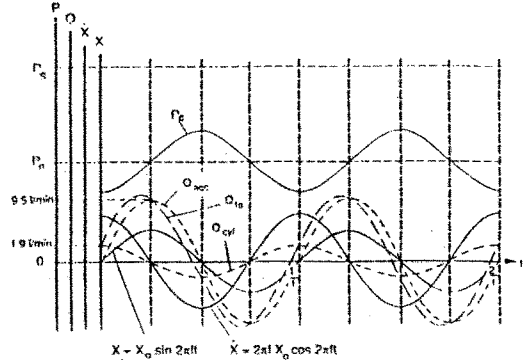


Fig.5 Function of important variables for sky-hook damper control at the resonance frequency

밸브를 통해 유압실린더와 *sub-accumulator*로 공급되어야 하는 작동유체의 체적을 구하면

$$V = \int_0^{2\pi} Q_{\alpha} \sin \omega_n t \, dt \quad (\text{단, } \sin \omega t \geq 0) \quad (7)$$

이고, 이 체적을 주기로 나누면 펌프로 부터 일정하게 공급되어야 하는 평균유량은 $Q_{\text{mean}} = (\omega_n/2\pi)V$ 이 된다. 펌프에서 공급되는 작동유의 일부가 main-accumulator에 충전되었다가 압력제어밸브로 공급되는 체적은 $V/2$ 가 되어야 하므로, 오일 충전시 최대압력이 105bar, 오일 방출시 최소압력이 95bar라고 가정하면

$$\begin{cases} P_1 V_1^{1.4} = P_2 V_2^{1.4} = P_0 V_0^{1.4} \\ V_1 = V_2 + \frac{V}{2} \end{cases} \quad (8)$$

의 관계식을 이용하여 정상 작동온도에서의 V_1 과 V_2 를 구할 수 있고, 이들로 부터 다시 80bar로 초기 충전되어야 하는 가스체적 V_0 , 즉 main-accumulator의 체적을 구할 수 있다. 여기서,

$$P_1, V_1 = 95\text{bar에서의 가스압력 및 체적}$$

$$P_2, V_2 = 105\text{bar에서의 가스압력 및 체적}$$

$P_0, V_0 = 80\text{bar}$ 에서의 가스압력 및 체적

이다. 예를 들어서 $m=360\text{kg}$, $c=21\text{kgf/cm}$ 이고 고유진동수($f \approx 1.2\text{Hz}$)에서 피스톤의 변위 진폭 X_0 이 14mm이면 가속도의 진폭은 $\dot{X}_0 = \omega^2 X_0 \approx 0.8\text{m/s}^2$ 이고 $\zeta=1.0$ 을 얻기 위한 압력진폭은 $P_0 \approx 20\text{bar}$ 이다. 이때에 실린더로 공급되어야 하는 유량의 진폭은 $A_p=3\text{cm}^2$ 이면 $Q_{in} = A_p \dot{X}_0 = 1.9 \text{ l/min}$ 이다. 그리고 sub-accumulator의 체적 $V_g=200\text{cc}$, 충전압력 $P_r=10\text{bar}$. 정상 작동온도를 섭씨 60도로 가정하면 $Q_{in} = 9.5 \text{ l/min}$ 이고 압력제어밸브는 30 bar의 P-A 포트 압력차에서 $Q_a = 9.7 \text{ l/min}$ 의 유량을 통과시킬 수 있어야 한다. 위와 같은 sub-accumulator의 사양 조건 하에서 현가시스템의 유효 탄성계수를 21kgf/cm에 맞추려면 코일스프링의 탄성계수는 약 12kgf/cm가 되어야 한다. 그리고 (7)식을 이용하여 구한 펌프의 평균 공급유량은 3.08 l/min이고, 정상 작동온도에서 80 bar로 충전되어야 할 main-accumulator의 가스 체적을 구하면 $V_0 = 360\text{cm}^3$ 이다. 이렇게 선정된 main-accumulator는 앞에서 설정한 압력 진폭과 체적 변화를 만족시키게 된다.

위의 결과는 1/4-차량모델에 대한 것이므로 최악의 경우로서 차량의 4바퀴가 모두 동시에 같은 위상차를 갖는 스카이크램퍼 기능을 요구한다고 가정하면 차량 전체를 위한 유압펌프의 유량은 약 12 l/min가 된다. main-accumulator는 전륜용 및 후륜용 accumulator가 차륜 두개씩을

공급한다고 하면 각 accumulator의 체적은 720cm^3 가 된다. 물론 이와 같은 고찰은 하나의 기준을 제시할 뿐이고, 실제 주행조건이나 사용조건에 따라서 적절한 수정이 뒷받침되어야 할 것이다. 그러나 이렇게 선정된 부품들로 구성된 유압식 현가시스템이 공진주파수에서 제진할 수 있는 능력을 정량적으로 표시할 수 있고, 역으로 원하는 성능을 갖는 현가장치를 구성하기 위해 요구되는 유압부품들의 사양을 개략적으로 예측할 수 있는 기준으로서 활용될 수 있을 것이다.

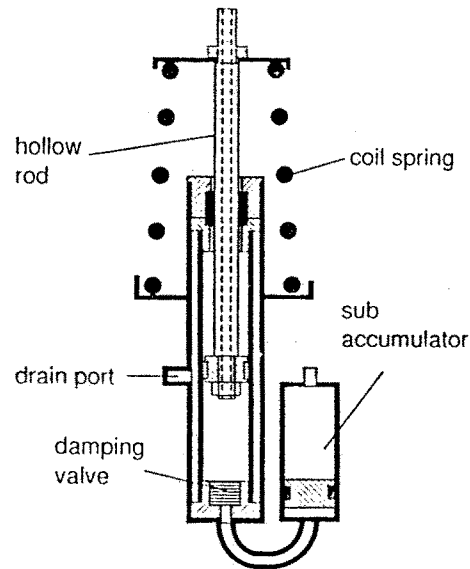


Fig.6 Assembly of hydraulic cylinder, sub-accumulator and damping valve

Table 2 Specification of major hydraulic parts

부 품 명	사 양	
전자비례 압력제어밸브 (과일럿 제어방식) 및 전류증폭기	정격유량($\Delta P=50\text{bar}$) 무부하 주파수 응답대역 선형오차	16 l/min 50Hz +2%
유압실린더 (Fig.6 참조)	단면적 행정	3.0cm^2 +50mm
sub-accumulator (Fig.6 참조)	섭씨 15도에서의 가스충전 압력 위조건에서의 가스 체적	5bar 200cm^3
coil spring	탄성계수 초기압축력	13kg/cm 180kgf
damping valve	기아자동차 콩코드용 damping valve와 동일	

4. 1/4-차량모델을 이용한 유압식 현가시스템의 기본적인 특성 규명

앞절에서 기술된 바에 따라 본 연구에서 사용된 주요 유압부품의 사양은 Table 2와 같다

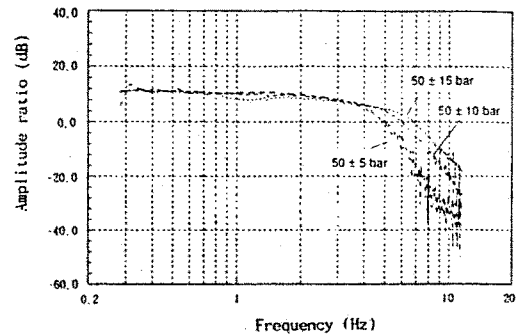
Fig.7은 유압식 현가시스템의 1/4-차량 모델을 대상으로 하여 피스톤 로드를 고정시킨 상태에서 전자비례 압력제어밸브의 주파수 응답특성을 측정된 결과이다. 그림에서 보면 정상상태에서 ± 15 bar의 진폭을 갖는 정현파로 압력이 변화하도록 신호를 인가하였을 때 -90° 의 위상차가 생기는 주파수는 약 6Hz이나, 정현파의 amplitude가 작을수록 주파수 응답특성이 나빠지는 것을 볼 수 있다. 이것은 압력제어밸브의 스푸올이 중립위치에서 약 1mm의 overlap을 갖고 있기 때문으로 추정된다. 이 현상은 전류증폭기에서 전기적인 보상회로를 통해 상쇄시키는 것이 가능하다.

Fig.8은 전자비례 압력제어밸브에 삼각파형의 신호를 입력시키면서 유압 실린더의 피스톤 변위를 측정된 결과로서, 전자비례 압력제어밸브의 히스테리시스와 피스톤의 마찰력에 의한 전체 히스테리시스가 $\pm 5\%$ 에 달하는 것을 확인할 수 있다. 이 히스테리시스는 압력제어밸브의 설계 최적화와 피스톤 시일의 개선을 통해 더 줄일 수 있다고 판단되는데, $\pm 5\%$ 이상을 초과하면 스카이 혹 댐퍼의 구현시 성능이 크게 저하된다.

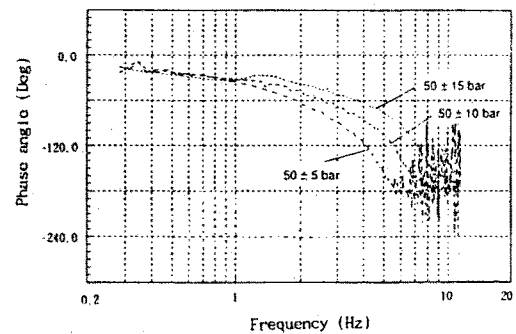
Fig.9는 ± 15 mm의 진폭으로 주파수를 변화시키며 현가시스템을 가진하였을 때 스프링상 질량의 수직가속도 변화를 도시한 것으로서, 스카이혹 댐퍼의 이득을 변화시킨 효과를 대비시킨 것이다. 특히 수학적 모델에 대한 전산모의실험 결과와 실험결과(Fig.9b)가 비교되어 있는데, 전반적으로 두 결과가 잘 일치하나 3Hz 부근에서 실험치가 이론치보다 크게 나타난다. 이것은 실린더가 가진되는 상태에서는 압력제어밸브를 1차 모델로 간주한 수학적 모델과 달리, 실린더 압력의 실제 응답 위상차가 이 주파수 부근에서 180° 에 달하기 때문이다. 이러한 현상의 주된 요인은 전자비례 압력제어 밸브와 유압실린더가 갖는 마찰 히스테리시스에 있다. Fig.10은 앞과 동일한

조건에서 현가변위가 변하는 것을 도시한 것으로서 앞의 그림에서 설명한 바와 동일한 특징을 보인다.

이상과 같이 본 연구에서 선정된 유압부품으로 구성된 유압식 현가시스템의 성능은 이론적으로



(a) Amplitude ratio



(b) Phase angle

Fig.7 Frequency response of pressure control with piston rod fixed

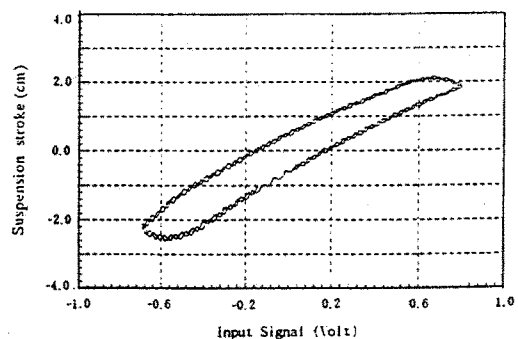
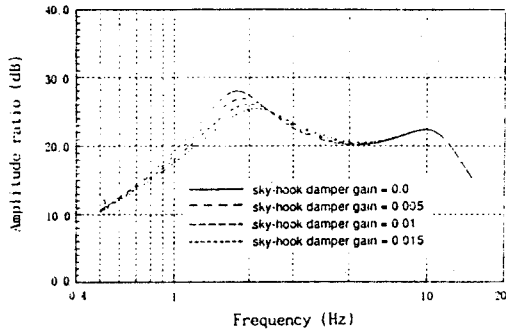
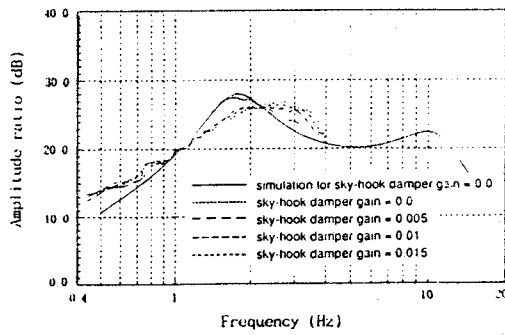


Fig.8 Input voltage-to-suspension stroke characteristics of the electro-hydraulic suspension control system



(a) Simulation results



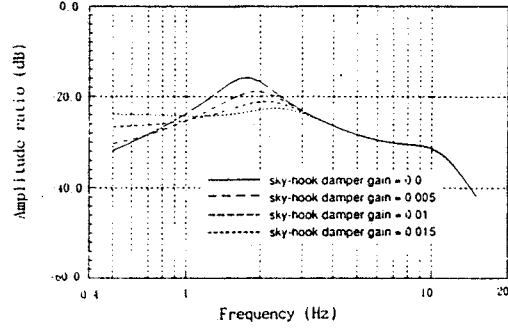
(b) Experiment results

Fig.9 Frequency response of the vertical acceleration of sprung mass

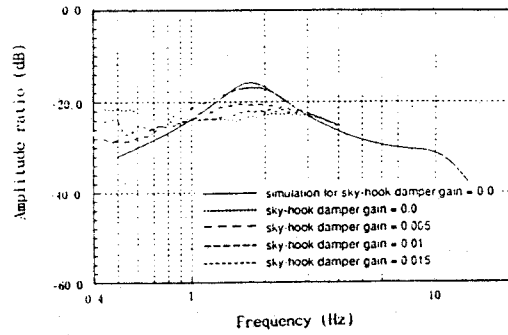
예측된 성능과 잘 일치할 만큼 물리적으로 일관되고 안정된 경향을 보여주고 있으며, 이미 실용화를 통해 공개된 능동제어식 현가용 유압시스템의 실제 성능과 유사한 성능을 갖고 있다고 평가된다.

5. 결론 및 검토

유압부품의 사양 결정과 유압시스템의 기본 특성 규명에 초점을 두고 작성된 본 논문의 요지는 능동제어식 현가용 유압시스템에 대한 제반 사양을 결정하는 기본적 설계기준으로서, 1차 공진 주파수에서 스카이훅 댐퍼의 구현을 통해 제진하고자 하는 스프링상 질량(sprung mass)의 가속도 또는 현가변위의 한계치를 정량적인 성능목표로 정할수 있다는 것이고, 그 과정을 본



(a) Simulation results



(b) Experiment results

Fig.10 Frequency response of the suspension stroke

논문에서 기술하였다.

그리고 능동제어식 현가용 유압시스템을 구성하여 목표하는 성능을 실험적으로 추구하는 과정에서 도출된 향후 개선사항은 다음과 같다.

- 1) 파일럿 제어방식의 전자비례 압력제어밸브가 갖는 단점인 파일럿밸브에서의 누설유량에 의한 동력손실, 오일의 오염에 대한 취약성 등을 개선한 새로운 개념의 압력제어밸브가 절대적으로 요구된다.
- 2) 유압펌프로서는 본 논문에서 사용된 흡입 교축식 펌프보다는 가변토출식 펌프가 적합하나, 기존의 axial piston type 펌프는 크기와 체적 면에서 불리하기 때문에 역시 새로운 대안이 요구된다.
- 3) 능동제어식 현가용 유압시스템이 약 3Hz 부근에서 보이는 제진성능의 악화를 개선

하려면 전자비례 압력제어 밸브와 유압실린더의 히스테리시스 특성을 대폭 감소시킬 수 있는 구조적인 대책이 요구된다.

- 4) 현가 작동방식, 유압실린더의 구조, 압력제어 방식 등의 개선을 통해 능동제어식 현가용 유압시스템의 소비동력을 적어도 현재의 1/2 이하로 줄이는 것이 요구되며, 이것이 low-band type 능동제어식 현가시스템의 실용화에 대한 최우선 과제가 될 것이다.

참 고 문 헌

1. Hullender, D.N.Wormley, H.H.Richardson, "Active Control of Vehicle Air Cushion Suspension" J. of Dynamic Systems. Measurement & Control. Trans. of ASME, pp.41-49, Mar., 1972
2. Redfield, D.C.Karnopp, "Performance Sensitivity of an Actively Damped Vehicle Suspension to Feedback Variation" J.of Dynamic Systems, Measurement & Control, Trans. of ASME, Vol. 111, pp.51-60, Mar., 1989
3. Masao Nagai, Toshikazu Shioneri, Fumihiko Koike, "Vibrational Characteristics of Air Suspensions by Active Control(1st Report, Design and Experiments by PI-Controller and Optimal Regulator)", 일본 기계학회논문집(C편) 54권 507호, pp.2707-2713, 63
4. Masao Nagai, Yasuhiro Sazada, "Active Suspension Control for the Flexible Structure of an Elastic Body" 일본기계학회논문집(C편) 57권 492호, pp.1750-1757, 1991.
5. Hyuk Kim, Yong-san Yoon, "Active Suspension Using Frequency-shaped Performance Index for Ride Quality Improvement" AVEC '92, pp. 181-186, 1992.