

<논 문> SAE NO. 943732

Low-Band Type 능동형 현가제어를 위한 직동식 전자비례 감압밸브의 개발

Development of a Direct-Operated Proportional Pressure Reducing Valve for Low-Band Type Active Suspension Control

홍 예 선,* 류 시 복* 김 영 식*
Y. S. Hong, S. B. ryu, Y. S. Kim

ABSTRACT

In general direct-operated pressure reducing valves have been hardly applied to a dynamic control system such as active suspension control because of their poor control stability. But they are more robust than pilot-operated type and do not need pilot control flow. In this paper development of a new direct-operated proportional pressure reducing valve for low-band type active suspension control is reported. By means of a special damper directly linked to the valve spool, the control stability could be effectively improved without drawback in response time. The linearity error was less than $\pm 3.5\%$. Applied to an experimental active suspension system the new valve showed the -90° phase delay at 4Hz with 20% sinusoidal signal input and could control the suspension system with almost same performance as that with a pilot-operated type valve.

주요기술용어 : Low-Band Type Active Suspension System(저주파수 대역형 능동제어 현가장치), Direct-Operated Proportional Pressure Reducing Valve(직동식 전자비례 감압밸브), Damping Piston(댐핑 피스톤)

기 호 설 명

	는 진동감쇠력과 유효 댐핑 계수
A_d : 댐핑 피스톤의 유효 단면적	F_L : 유압실린더에 작용하는 부하력
A_c : 유압실린더의 단면적	F_m : 비례전자석의 자력
A_p : 푸쉬 로드와 오리피스 단면적	k_a : 축압 댐핑 밸브의 유량계수
$A_c(x)$: 계량 오리피스의 단면적	k_d : 댐핑 오리피스의 유량계수
B_s : 계량 오리피스의 유량계수	m, M : 관성 질량
c, C : 스프링 상수	p_a : 축압기 내의 압력
d, D : 댐핑 상수	p_c : 감압밸브의 출구 압력
F_d, d_d : 댐핑 오리피스에 의해 스프루울에 발생되	p_d : 댐핑 피스톤에 작용하는 압력
	p_i : 감압밸브의 입구 압력

* 정회원, 한국과학기술연구원 기전연구부

* 정회원, 강원대학교 기계공학과

- Q_d : 댐핑 오리피스를 통과하는 유량
 Q_L : 스푸울을 통과하는 부하 유량
 U, I : 전류 증폭기에 입력되는 전압신호와 출력 전류
 V_a : 축압기 내의 오일 체적
 V_i : 감압밸브의 부하측 가압 체적
 V_g : 축압기 내의 가스 체적
 x : 스푸울의 변위
 y, y_0 : 유압 실린더의 변위 및 초기 압축변위
 Z_{road} : 노면의 수직 변위
 Z_{body} : 차체의 수직 변위
 β_{oil} : 작동유의 탄성계수

1. 서 론

Low-band type 능동제어식 현가장치(이하 Active Suspension System의 약자로서 ASS로 약칭)는 Fig.1에서 보는 바와 같이 한개의 유압펌프로부터 공급되는 작동유에 의해 능동현가용 유압실린더 4개의 작동압력을 전자제어기의 명령에 따라 개별적으로 변화시켜 주기 위하여 4개의 전자비례 감압밸브를 사용하게 된다. 즉, 감압밸브는 유압 공급원에 여러 개의 유압실린더나 모터를 병렬로 연결하여 각자 독립적으로 작동압력을 제어하고자 할 때 사용되는 밸브로서, 전자비례식 감압밸브는 비례전자석에 입력시키는

전류신호에 비례하여 2차 포트(그림의 "A"-포트)의 압력이 설정된다.

현재까지 개발된 ASS용 전자비례 감압밸브는 파일럿 작동방식의 구조를 띠는데, 이것은 소비 전력 10W 이하의 비례전자석을 사용하여 최대 압력제어범위 100bar, 포트 압력차 50bar에서의 최대 유량 12ℓ/min이상, 압력제어 주파수 응답 특성 4Hz 이상, 양호한 제어 안정성 등 기본적인 성능조건을 모두 만족시키는 데에는 파일럿 작동방식의 밸브 구조가 무난하기 때문이다.⁽²⁾ 그러나 파일럿 작동방식의 감압밸브는 파일럿단에서의 복귀 유량(return flow)때문에 상대적으로 높은 동력손실을 수반한다. 예를 들면 100bar의 압력으로 작동유를 공급받는 전자비례 감압밸브 4개의 파일럿단에서 탱크로 복귀시키는 총유량 손실은 평균 2ℓ/min에서 3ℓ/min에 달하고 이로 인한 동력손실은 0.33Kw에서 0.5Kw에 이른다. 이것은 차량전체의 연비나 ASS 자체의 효율을 고려할 때 심각한 문제점이다. 그리고 파일럿단에 사용되는 직경 0.3mm이내의 각종 오리피스는 작동유의 오염에 의해 쉽게 막혀 버림으로써 잦은 고장과 오작동을 초래할 수 있다.

이러한 문제점을 해결하는 방안 중의 하나로서, 직동식 전자비례 감압 밸브를 ASS에 사용하는 것을 생각할 수 있다. 그러나 기존의 직동식 감압밸브가 갖는 구조로는 ASS에서 요구되는 제

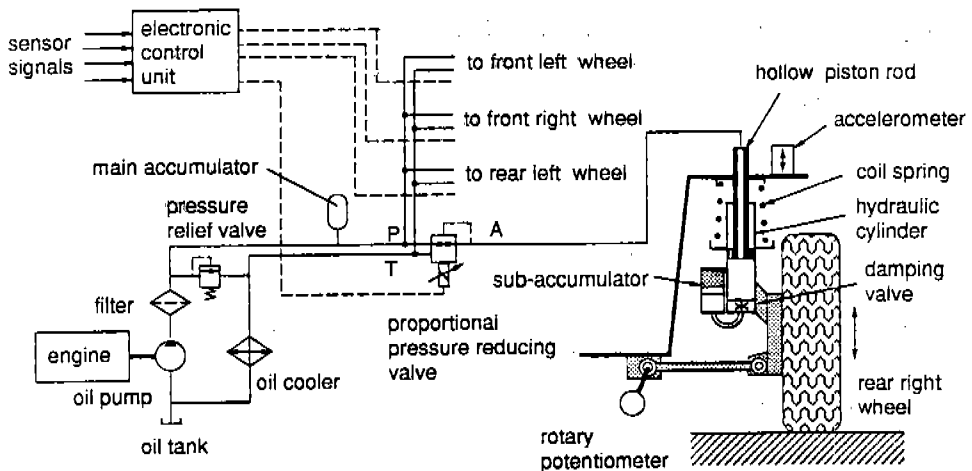


Fig.1 Basic configuration of the low-band type active suspension system

어안정성 내지는 동적인 응답특성을 얻을 수 없었기 때문에 현재까지 ASS에 응용된 사례가 없었다.

본 논문에서는 ASS에서 요구되는 성능을 충분히 만족시킬 수 있도록 구조적으로 개량된 직동식 전자비례 감압밸브가 개발되었음을 소개하고 이 개량된 직동식 전자비례 감압밸브가 기존의 파일럿 작동방식 전자비례 감압밸브를 대체하여 ASS에 사용될 수 있음을 실험적으로 증명하였다. 이 직동식 전자비례 감압밸브는 파일럿 작동방식에 비해 구조가 간단하고 작동유 오염에 민감한 미세 오리피스가 사용되지 않으므로 ASS의 동력소비 절감과 신뢰성 제고에 크게 기여할 수 있을 것이다.

2. 직동식 전자비례 감압밸브의 성능개선을 위한 구조

일반적인 직동식 전자비례 감압밸브의 구조는 Fig.2와 같다. 그림에서 스푸울의 왼쪽에는 A-포트의 압력이 댐핑 오리피스(damping orifice)를 통하여 수압면적 A_p 에 작용하고 오른쪽에는 비례전자석의 자력 F_m 이 작용하도록 되어 있다. 임의의 정상상태에서 비례전자석으로의 입력전류를 증가시켜 자력이 증가하면 스푸울이 (+) x 방향으로 움직인다. 계량 오리피스(metering orifice)가 열려 작동유가 P-포트에서 A-포트로 공급되면 A-포트의 압력이 상승하여 스푸울이 다시 중립위치로 복귀되면서 새로운 정상상태인 $p_c = F_m / A_p$ 으로 A-포트 압력이 수렴하게 된다. 즉, 감압밸브는 부하측 A-포트 압력의 명령치와 출력치를 비교하여 오차를 검출하고 이 오차에 비례하는 유량을 통과시키는 제어기 및 제어요소의 역할을 함으로써 부하압력에 대한 귀환(feedback) 제어계를 구성한다.

여기에서 Fig.2의 밸브에 대하여 운동 방정식을 세우면

$$F_m - m\ddot{x} - d\dot{x} - cx = p_d \cdot A_p \quad (1)$$

이고, 댐핑 오리피스에서의 유량방정식과 연속

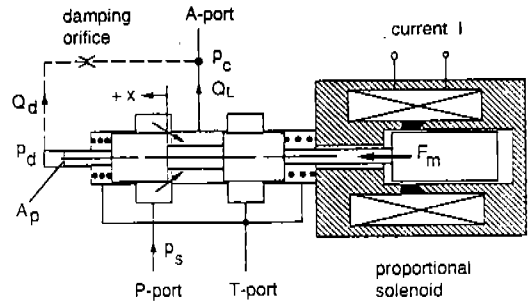


Fig.2 General configuration of the direct-operated proportional pressure reducing valve

방정식으로부터 얻어지는

$$p_d - p_c = \left(\frac{Q_d}{k_d} \right)^2 \quad (2)$$

$$Q_d = A_p \cdot \dot{x} \quad (3)$$

의 관계식을 (1)식에 대입하면

$$F_m - p_c \cdot A_p = m\ddot{x} + d\dot{x} + \left(\frac{A_p \dot{x}}{k_d} \right)^2 A_p + cx \quad (4)$$

의 식이 구해진다. 즉, 스푸울 이동속도의 제곱에 비례하는 감쇠력이 댐핑 오리피스에 의해 스푸울에 발생되는데, 그 크기는 푸쉬 로드 단면적, A_p 의 3초에 비례하고 댐핑 오리피스의 유량계수, k_d 의 제곱에 반비례한다. 일반적으로 스푸울 자체의 진동감쇠계수 d 는 매우 작기 때문에 직동식 감압밸브에 의해 구성되는 폐 루프(closed-loop) 압력제어계의 안정성은 주로 댐핑 오리피스에 의해 좌우된다.⁽¹⁾

제어 안정성을 고려하여 댐핑 오리피스의 크기를 결정하는 데에는 세가지 사항이 고려되어야 한다. 첫째, 댐핑 오리피스에 의해 얻어지는 진동감쇠계수 d_d 와 댐핑 오리피스의 유량-압력 차계수 $\frac{d(p_d - p_c)}{dQ_d}$ 간에는

$$\begin{aligned} d_d &= \frac{dF_d}{dx} = \frac{d}{dx} (p_d - p_c) A_p = A_p^2 \frac{d(p_d - p_c)}{dQ_d} \\ &= 2A_p^2 \frac{Q_{d0}}{k_d} \end{aligned} \quad (5)$$

의 관계가 있고 둘째, 댐핑 오리피스를 작게하면 d_d 는 증가하나 응답시간이 길어지며 셋째, 첨각 오리피스(sharp edged orifice)를 댐핑 오리피스로 사용하면 d_d 가 통과유량의 절대량에 비례한다는 것이다. 즉, Fig.3에서 보는 바와 같이 첨각 형상 댐핑 오리피스의 유량-압력차계수는 통과유량 즉, 스푸울의 속도가 낮을수록 감소하기 때문에 낮은 속도 범위를 기준으로 하여 최소한의 제어 안정성이 확보되도록 댐핑 오리피스의 크기를 정하면 높은 속도 범위에서 결정되는 밸브 전체의 응답시간이 너무 길어진다. 그리고 이러한 현상은 그림에서와 같이 댐핑 오리피스의 크기가 작을 수록 더욱 심화된다.

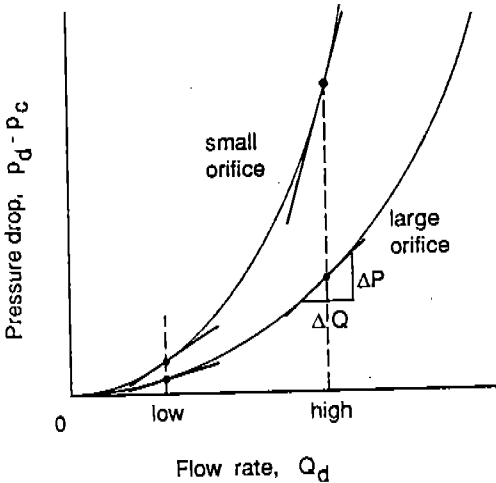


Fig.3 Flow rate-to-pressure drop characteristics of sharp edged damping orifices

예를들어 최대 50N 정도의 자력을 발생시키는 10W 급의 비례전자석을 이용하여 100bar까지 압력제어를 하려면 이론적으로 스푸울의 수압면적 A_p 를 $5mm^2$ 이하로 설계해야 하는데, 이 면적을 이용해 중립조건에서의 제어안정성을 충분히 확보하려면 댐핑 오리피스의 직경이 0.1mm 이하로 극히 작아져야 한다. 이 댐핑 오리피스의 크기로는 압력제어의 응답시간이 과도하게 길어질 뿐만 아니라 기계적 가공성, 작동유 오염에 의한 고장 발생 가능성 등의 측면에서 매우 불리하다. 즉, 기존 직동식 감압밸브의 구조에 있어서는

밸브의 정적인 특성과 동적인 특성 모두가 단면적 A_p 에 의해 동시에 결정되기 때문에 모든 성능 조건을 만족시키는 설계가 거의 불가능하다.

본 논문에서 제안하는 직동식 전자비례 감압 밸브의 구조는 Fig.4와 같다. 이 구조에 대하여 운동방정식을 앞에서와 같은 방법으로 유도하면

$$F_m - p_c \cdot A_p = m\ddot{x} + \dot{x} + \left(\frac{A_d \dot{x}}{k_d}\right)^2 A_d + cx \quad (6)$$

이 된다. 즉, 윗식과 (4)식과의 차이는 댐핑 오리피스에 의한 진동감쇠 효과가 발생하는 유효 단면적이 A_p 에서 A_d 로 바뀐 것이고 그 효과는 세제곱으로 증폭되어 나타난다. 따라서 이 밸브 구조의 특징은

- 1) A-포트의 압력이 귀환되는 푸쉬 로드와 단면적 A_p 는 댐핑 효과와 무관하게 비례 전자석의 최대자력과 최대압력제어범위를 고려하여

$$A_p = \frac{F_m}{p_{c \max}} \quad (7)$$

의 정적인 관계식에 의해 결정되고

- 2) 댐핑력을 발생시키는 댐핑 피스톤의 면적 A_d 는 k_d 즉, 댐핑 오리피스의 크기를 크게 하여 유량의 절대치에 따라 변하는 댐핑 계수의 변화 폭을 적절히 줄이면서도 충분한 댐핑력을 얻을 수 있고 그 효과는

$$d_d = A_d^2 \frac{d(p_d - p_c)}{dQ_d} \quad (8)$$

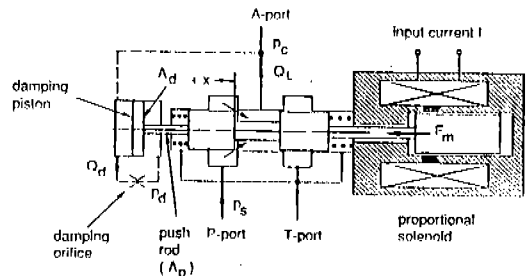


Fig.4 Improved configuration of direct-operated proportional pressure reducing valve

의 식으로 나타낼 수 있다는 것이다.

따라서 Fig4의 구조에 있어서는 댐핑 피스톤의 단면적 A_d 와 댐핑 오리피스 직경의 적절한 조합에 의해 감압밸브의 동적인 응답속도와 제어 안정성을 동시에 개선시킬 수 있다. 한편, 전자비례 감압밸브의 동특성을 좋게 하기 위해서는 근본적으로 비례전자석의 전기적 시간상수($\tau=L/R$)를 작게 설계하고 양극형(bipolar type)의 전류 증폭기(current driver)를 사용하는 것이 병행되어야 한다.⁽³⁾

3. 직동식 전자비례 감압밸브의 시제작, 특성 실험 및 결과

본 연구에서 개발한 직동식 전자비례 감압밸브의 설계목표는 ASS에 대한 선행연구를 통해 도출된 자료에 근거하여 Table 1과 같이 설정하였다.⁽²⁾ 이 설계목표는 ASS의 적용대상 차종과 제어 목표에 의해 결정된다.

Table 1 Design goal of direct-operated pressure reducing valve

비례전자석의 최대 자력	50N
압력제어범위	0-100bar
압력차 50bar에서의 최대 통과 유량	12ℓ/min
ASS 구성 조건에서의 주파수 응답특성	4Hz이상

위의 설계목표에 따른 주요 설계인자는 계량 오리피스의 형상 및 크기, 밸브의 오버랩(overlap), 푸쉬 로드와 단면적, 댐핑 피스톤의 직경, 댐핑 오리피스의 직경, 스프링 계수등이다. Fig4의 밸브를 실제로 설계, 제작하여 ASS의 1/4 실험모델에 적용하였을 때 그 기본특성을 확인하기 위한 유압회로는 Fig5와 같이 구성할 수 있다. 여기서 감압밸브의 유량 부하로서 사용된 유압 실린더와 풀 축압기(sub-accumulator), 그리고 댐핑 밸브는 실제 ASS에 사용되는 부품과 동일한 제원을 갖는다.⁽²⁾ 단, 감압밸브 자체의 특성 실험에 있어서 유압실린더의 변위는 최대치로 고정시켰는데, 이로 인한 소비유량의 감소는 10% 미만으로서 무시할만 하다.

직동식 감압밸브의 주요 설계인자들이 압력

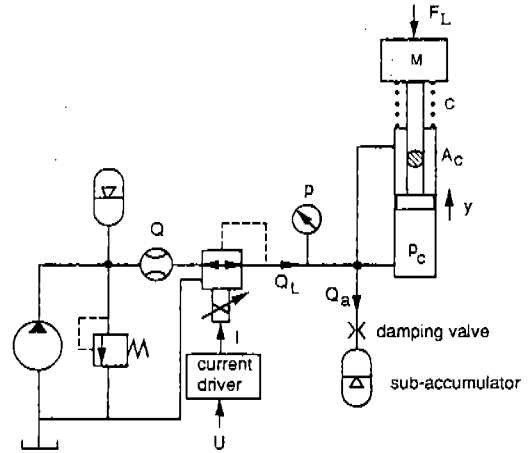


Fig.5 Hydraulic circuit for performance test of direct-operated pressure reducing valve

제어 성능에 미치는 영향을 전산 모의실험에 의해 기본적으로 확인하기 위한 수학적 관계식들을 Fig5의 유압 시스템에 대하여 유도하면 다음과 같다.

- 1) 계량 오리피스에서의 유량방정식 :

$$Q_L = B_s \cdot A_s(x) \sqrt{p_s - p_c} \quad (9)$$

- 2) 스프링의 운동방정식 :

$$F_m - p_c \cdot A_p = m\ddot{x} + d\dot{x} + \left(\frac{A_d \dot{x}}{k_d}\right)^2 A_d + cx$$

- 3) 연속방정식 :

$$\frac{d}{dt} p_c = \frac{\beta_{oil}}{V_t} (Q_L - Q_d - k_a \sqrt{p_c - p_a} - A_c \dot{y}) \quad (10)$$

- 4) 유압실린더의 운동방정식 :

$$p_c \cdot A_c = M\ddot{y} + D\dot{y} + C(y - y_0) + F_L \quad (11)$$

- 5) 축압기에서의 연속방정식 :

$$\frac{d}{dt} p_a = \frac{\beta_{oil}}{V_a} \left(k_a \sqrt{p_c - p_a} - \frac{dV_g}{dt} \right) \quad (12)$$

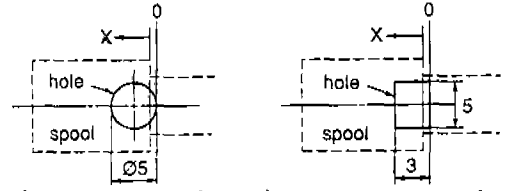
6) 축압기에서의 가스 채적 변화 :

$$p_a \cdot V_g^{1.4} = const \quad (13)$$

Table 1의 성능목표를 만족시키기 위한 기본 설계로서 계량 오리피스스의 형상 및 크기는 식(9)에 근거하여 Fig.6. a와 같이 설계하였다. 즉, 스푸울의 이동에 따라 A-포트가 P-포트나 T-포트와 연결됨에 있어서 원통형 슬리브에 90도 간격 반경방향으로 뚫린 4개의 직경 5mm의 원형 구멍이 반달모양으로 열림으로써 유로가 형성되

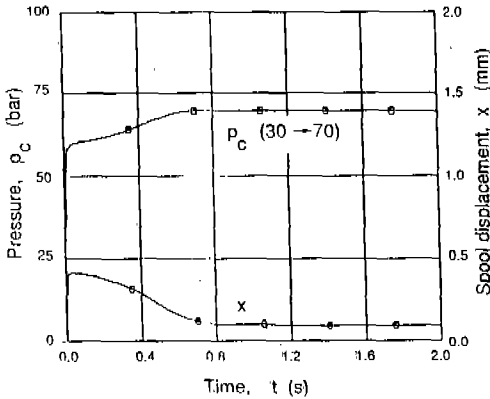
게 하였다. 이 경우 스푸울의 변위가 0.4mm이면 50bar의 압력차에서 약 12ℓ/min의 유량이 통과하게 된다.

계량 오리피스스의 형상을 원형으로 정한 이유는

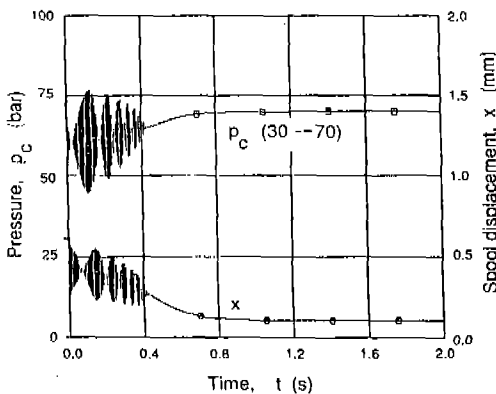
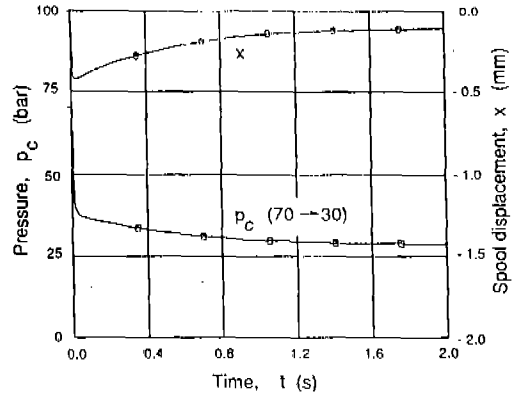


a) Circular metering orifice b) Rectangular metering orifice

Fig.6 Sectional shape of the metering orifice



a) Diameter of damping piston = 10mm



b) Diameter of damping piston = 18mm

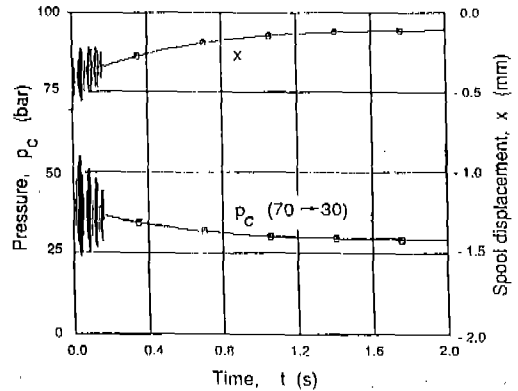


Fig.7 Simulated effects of damping piston diameter on the step input response

스푸울의 중립조건에서 스푸울 변위의 증가에 따른 계량 단면적의 증가율이 완만하기 때문에 중립 수렴시 제어이득이 상대적으로 낮아져 압력제어의 안정성이 좋게 나타나기 때문이다. 예를 들어 계량 오리피스스의 형상을 Fig. 6. b와 같이 사각형으로 하면 유로 단면적의 증가율이 일정하므로 원형 오리피스보다 유량 이득(flow gain)이 높고 따라서 압력제어 응답속도가 빨라지나 제어 안정성은 상대적으로 나쁘게 나타난다.

한편, 중립조건에서의 오일 누설을 줄이기 위한 밸브 오우버 램은 비례전자석의 최대변위를 고려하여 양방향 0.1mm로 하고 푸쉬로드의 직경은 식(7)에 의해 2mm로 정하였으며, 댐핑 오리피스는 직경 1mm, 길이 1mm의 구멍 2개를 댐핑 피스톤에 직접 뚫어서 구현하는 것으로 설계하였다. 이러한 설계조건을 기준으로 댐핑 피스톤의 직경이 과도 응답 특성에 미치는 효과를 전산 모의실험으로 비교하면 Fig.7과 같다. 즉, 댐핑 피스톤의 직경이 10mm인 경우에는 진동감쇠력이 부족한 것으로 나타나나, 직경이 18mm인 경우에는 면적 A_d 가 푸쉬 로드 단면적 A_p 의 약 80 배에 달하여 직경 1mm의 댐핑 오리피스를 두개 사용하여도 충분한 진동감쇠력이 얻어지는 것을 알 수 있다(전산 모의실험 조건은 부록 참조). 댐핑 오리피스로서 직경 1mm의 오리피스를 두개 사용하게 되면 작동유의 오염에 대한 민감도는 거의 문제되지 않을 정도로 구멍 단면적이 충분히 크다고 볼 수 있다.

이와 같이 댐핑 피스톤의 직경을 18mm로 설계하여 시험 제작한 직동식 감압밸브의 실제구조는 Fig.8과 같다. Fig.9는 직동식 감압밸브 시제품의 정특성을 측정된 결과로서 선형오차 $\pm 3.5\%$ 이하, 히스테리시스 3.4% 이하의 매우 양호한 특성을 보여 준다.

Fig.10은 직동식 감압밸브의 계단 신호입력 응답특성을 전산 모의실험과 동일한 실험 조건에서 측정된 결과 중 일례로서, 압력을 30bar에서 70bar로 상승시킬 때와 70bar에서 30bar로 하강시킬 때 출구압력의 응답특성과 P→A 포트 유량을 기록한 것이다. 이 결과에서 보면 10%→90% 응답시간(rising time)은 약 0.5초, 압력차 70bar

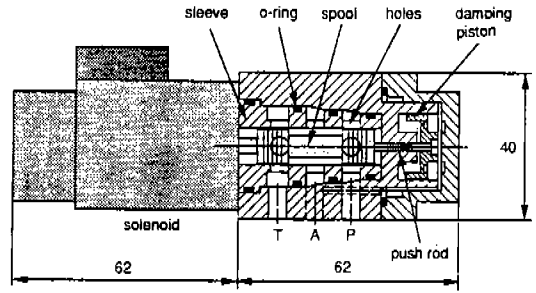


Fig.8 Prototype of the direct-operated proportional pressure reducing valve

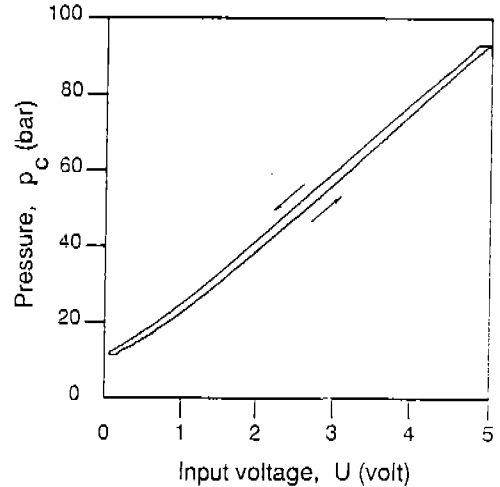


Fig.9 Input voltage-to-pressure characteristics of the direct-operated pressure reducing valve with current driver

에서의 유량 피크치는 약 9ℓ/min으로 나타난다. 그리고 제어압력이 명령치로 수렴하여 스푸울이 중립위치로 복귀되면 공급유량이 거의 영이 되므로 파일럿 방식 감압밸브에서와 같은 높은 누설 유량이 발생하지 않는 것을 확인할 수 있다. 한편, 이 실측 응답특성을 Fig.7의 동일 조건에 대한 전산 모의실험 결과와 비교하면 서로 잘 일치한다는 것을 알 수 있다. 특히, 전산모의실험에서 스푸울의 변위와 압력차로부터 환산한 유량의 피크치는 약 9.7ℓ/min로서 실험치와 매우 근사하다.

Fig.11은 직동식 감압밸브의 주파수 응답특성을 측정된 결과인데, 정현파 입력 전압신호의 크기가 $(2.5 + 0.5\sin 2\pi ft)$ volt일 경우 -90도의 위상지연은

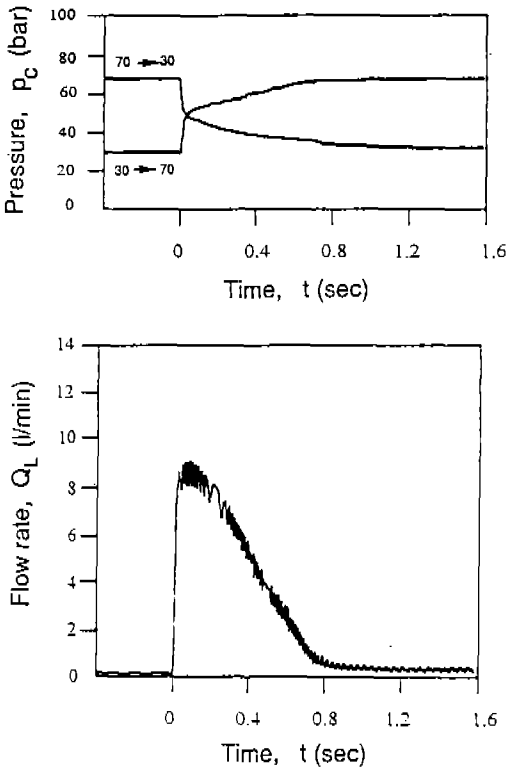


Fig.10 Step-input response of the direct-operated proportional pressure reducing valve

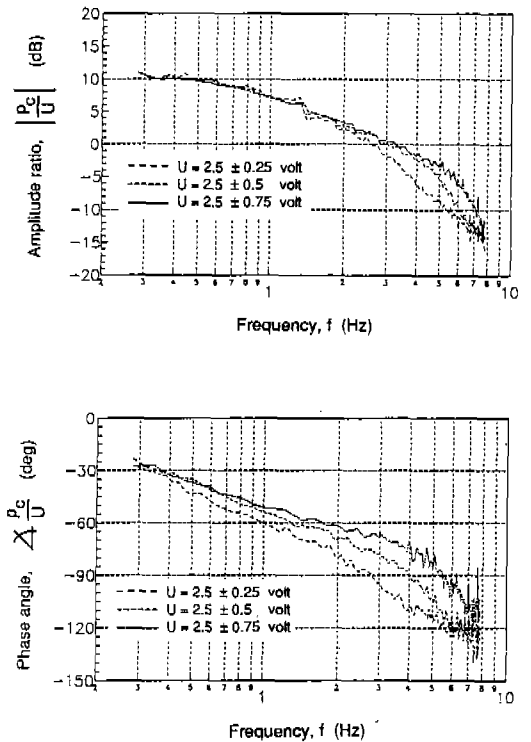


Fig.11 Frequency response of the direct-operated proportional pressure reducing valve

4Hz, -3dB의 이득 감소는 약 1Hz에서 도달하는 것을 알 수 있다. 여기에서 전압신호 5volt는 출구압력 100bar에 상응한다. 이 주파수 응답특성은 전류 증폭기에서 위상 보상회로(lead compensator)를 사용하여 보다 개선시킬 수 있는 여지가 있으나 제4장에서 보고되는 바와 같이 그 자체 만으로도 ASS의 스카이 혹 댐퍼 구현이 가능하였기 때문에 별도의 개선 조치는 하지 않았다.

이상과 같이 본 논문의 직동식 전자비례 감압밸브는 ASS에서 요구되는 정특성 및 동특성 조건을 기본적으로 모두 만족시킬 수 있다고 평가된다.

4. 직동형 전자비례 감압밸브를 이용한 능동제어식 현가장치의 구성 및 성능실험 결과

다음은 직동식 전자비례 감압밸브를 실제로

ASS의 1/4-모델에 사용하여 기본적인 기능과 성능을 충분히 발휘하는지 실험적으로 확인한 결과이다.

Fig.12는 ASS의 1/4-모델과 가진기에 대한 구성을 개념적으로 도시한 것이다. 이 실험장치의 특징은 구조상 차체 질량(sprung mass)의 수직 이동 안내부에 마찰력이 거의 발생되지 않도록 한 점과 타이어가 장착된 실제와 거의 동일한 현가장치를 가진시킬 수 있다는 점이다.

Fig.13은 직동식 전자비례 감압밸브를 이용하여 ASS에 전기유압식 스카이 혹 댐퍼기능을 구현시킨 상태에서 tire의 접촉 노면을 정현파로 가진하였을 때 가진속도에 대한 차체(sprung mass) 수직가속도의 비가 가진주파수의 변화에 따라 어떻게 변하는지 측정된 결과이다. 이 결과를 보면 스카이 혹 댐퍼의 전기적 제어이득 K_e 의 증가에 따라 1차 공진이 발생되는 1.2Hz 부근에서

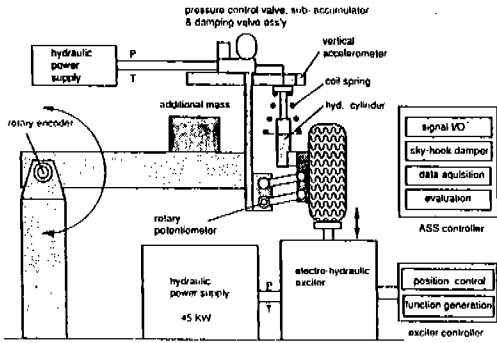


Fig.12 Schematics of the test rig for active suspension system

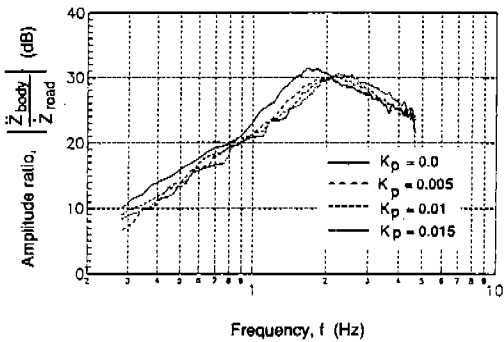


Fig.13 Frequency response of the sky-hook damper with direct-operated proportional pressure reducing valve

차체 수직 가속도의 진폭이 최대 3dB까지 감소 되는 것을 볼 수 있다. 이러한 특성은 기존의 파일럿 방식 감압밸브를 사용한 결과와 거의 동일한 것으로서, 본 논문의 직동식 전자비례 감압밸브를 사용하여 스카이 혹 댐퍼 기능이 잘 구현되는 것을 확인할 수 있다.⁽²⁾ 2Hz이상의 주파수에서 차체 수직가속도의 진폭이 증가한 이유는 유압실린더의 마찰 히스테리시스에 기인하는 것으로 확인되었고 감압밸브 자체의 특성과는 무관하다.

5. 결론 및 검토

이상과 같이 본 논문에서는 현재까지 개발된 ASS에서 주로 사용되고 있는 파일럿 방식 전자비례 감압밸브의 문제점을 지적하고 이에 대한

개선 방안으로서 직동식 전자비례 감압밸브를 사용해야 되는 필요성을 제시하였다. 이를 위해서는 기존의 직동식 밸브 구조에서 나타나는 취약한 제어 안정성을 획기적으로 개선시킴으로써 ASS에서 요구되는 제반 성능을 만족시킬 수 있는 새로운 방안이 도출되어야 하는데, 본 논문에서는 직동식 감압밸브에 댐핑 피스톤을 장착함으로써 직경 1mm 이상의 댐핑 오리피스를 사용하여도 충분히 높은 진동감쇠계수를 얻을 수 있고 또한 이 계수가 댐핑 오리피스 통과유량의 절대량에 따라 크게 변하지 않도록 하는 것이 가능하다는 것을 소개하였다. 그리고 이 개념을 입증하기 위하여 새로운 직동식 전자비례 감압밸브의 프로토타입을 설계, 제작하여 목표한 밸브 자체의 성능과 ASS에서의 제어 성능이 발휘되는 것까지 실험적으로 확인하였다.

ASS의 유압회로에 있어서 전자비례 감압밸브의 동적인 응답특성은 계량 오리피스의 단면적 뿐만 아니라 근본적으로副측압기의 체적, 댐핑 밸브의 크기에 의해 좌우되므로 유압 소비동력을 최소화하면서 원하는 압력제어특성을 얻으려면 차량의 제원에 따라서 이들 변수들의 최적 설계가 이루어져야 하고 이를 위한 후속 연구가 요구된다.

향후 low-band type의 능동제어식 현가장치에 있어서는 본 논문에서 제안한 직동식 전자비례 감압밸브가 기존의 파일럿 방식 감압밸브를 대체하여 동력손실 감소, 감압밸브의 신뢰성 향상 및 소형화 등에 크게 기여할 수 있게 될 것으로 기대된다.

주) 본 논문의 연구는 과학기술처의 특정연구과제로서 기아정기(주)의 참여로 수행되었고 본 논문에서 소개한 구조의 직동식 전자비례 감압밸브는 그 연구결과의 하나로서 KIST의 특허로 출원되었다.

참 고 문 헌

1. Merrit, H.E., "Hydraulic Control Systems", John Wiley & Sons, 1967

2. 홍예선의 4인, “승용차용 능동제어식 현가시스템의 개발(I) : 실험차량의 구성”, 한국자동차공학회 1993년도 춘계학술대회
3. 홍예선, “유압비례제어기술의 기초 및 응용” 대한기계학회 1992년도 시스템제어 기술강습회 교재
4. 김동윤, “능동현가계의 제어에 관한 연구”, 연세대학교 1993년도 박사학위 논문

부록 : 직동식 감압밸브의 성능 시험을 위한 유압회로의 주요 변수

1) 감압밸브

댐핑 오리피스스의 직경=1mm, 댐핑 오리피스스의 수=2개, 푸쉬 로드 직경=2mm

스푸울의 직경=10mm, 스프링 계수 =10N/mm, 스푸울의 질량=30g
계량 유량계수=0.6, 작동유의 공급 압력=100 bar, 작동유의 비중=0.85

2) 부축압기

초기 가스 충전 압력=5bar, 용기 체적=0.35 리터

3) 유압실린더

유효 단면적=3.6cm²

4) 댐핑밸브

직경=1.8mm(실제 댐핑 밸브의 특성에 상응하는 유량-압력차 특성을 얻기 위한 등가 오리피스스의 직경을 구한 것임)