

〈논문〉 SAE NO. 2000-03-0117

유압 액추에이터를 고려한 능동 현가장치용 비례압력제어밸브의 해석과 개발

A Study on the Analysis and Development of Proportional Pressure Control Valve for Vehicle Active Suspension System via Hydraulics Actuator

윤영환*, 장주섭**, 최명진***
Younghwan Yoon, Joosup Jang, Myungjin Choi

ABSTRACT

Generally, the hydraulic pressures are used for transmitting the force. Therefore, a highly reliable and inexpensive control system has been required for a passenger car. The control-ability of active suspension system is strongly affected by the performance of pressure control valve in the view of dynamic response and energy consumption. In this study, we suggested main design parameters for the optimum design of proportional pressure control valve. The mathematical simulation model was derived from the quarter type model which consisted a valve and hydraulic damper for the purpose of analyzing the valve characteristics. Experiments were performed to confirm the performance of the valve and computations were carried out to ascertain the usefulness of the developed program. The results from computations fairly coincide with those from experiments. This has been achieved by developing the servomechanism valve which comprises the simple combination of a solenoid, a spool valve and a poppet valve. The results from experiments and computations show the development process of optimum proportional pressure control valve in the hydraulics system.

주요기술용어 : Active suspension system(능동현가장치), Proportional pressure control valve(비례압력제어밸브), Servomechanism(서보기구), Hydraulic actuator(유압 액추에이터), Damping force(감쇠력)

Nomenclature

A_c : Compression area of actuator piston
 $A_d \sim A_{th}$: Orifice area of valve
 A_i, A_o : Opening area of spool to consider

* 회원, 경희대학교 대학원/(주)신호시스템
** 회원, 경원전문대학 자동차정비과
*** 회원, 경희대학교 기계산업시스템공학부

overlap amount X_n

A_p : Area of accumulator piston
 A_{po} : Opening area of valve poppet
 A_{reb} : Reaction area of actuator piston
 $C_d \sim C_{th}$: Fluid coefficient of orifice
 C_s, C_p : Viscous damping coefficient of poppet or spool
 C_v : Velocity coefficient

- F_c : Coulomb friction of actuator
- F_d : Damping force of actuator
- F_s : Magnetic force of solenoid
- F_v : Viscous friction of actuator
- F_{fs}, F_{fp} : Flow forces of spool or poppet
- f_p : Frictional coefficient of accumulator piston
- k : Polytropic index of gas
- K_s : Spring constant
- m_a : Working fluid mass in accumulator
- m_s, m_p : Mass of spool or poppet
- m_{pa} : Piston mass of accumulator
- P_a : Working pressure in accumulator
- P_g : Pressure of gas in accumulator
- P_c : Pressure of actuator compression chamber
- P_{reb} : Pressure of actuator reaction chamber
- Q_{rev} : Flow rate of piston valve
- Q_{sa} : Flow rate of body valve
- V_c : Volume of compression chamber
- V_g : volume of gas in accumulator
- V_o : volume of oil in accumulator
- V_{reb} : Volume of rebound chamber
- X_{us} : Displacement of actuator cylinder
- α : Conical angle of poppet
- β_o : Oil bulk modulus
- ρ : Density of oil

1. 서론

승용차가 점차 고급화되면서 성능향상과 승차감 향상을 목적으로 전자제어 시스템이 장착되어 실용화되고 있다.^{1~3)} 특히, 유압식 능동 현가시스템(active control suspension system)은 종전의 수동식 현가 시스템의 한계를 극복하고, 운전자의 편리성과 승차감을 동시에 만족시킬 수 있는 첨단 장치이다. 현가 시스템에 대한 자동 제어 개념은 1970년대 초부터 시작하였으나, 이론적인 연구에 제한되어 왔고 가격이 고가여서 우

주 항공 분야와 군용 차량 등, 극히 제한된 분야에서만 실용화되어 적용되었을 뿐이다. 승용차에 적용한 경우는 1980년대에 Lotus사가 경주용 자동차에 서보밸브(servo valve)를 이용한 실험용 능동 현가 시스템의 예가 있다.^{4,5)} 서보밸브는 동특성이 우수한 반면 오염에 취약하고 고가인 단점이 있어 자동차용으로는 상품화에 성공하지 못했다. 그러나 저가이면서 응답성이 우수한 비례압력제어밸브 개발에 관한 연구는 미흡한 편이다. 또한 최근 4륜 조향장치용 비례압력제어밸브의 부하 압력에 대한 피드백기구를 제안한 연구가 있다.⁶⁾

본 연구는 유압식 능동 현가 시스템의 제어성능과 밀접한 관계가 있고 시스템의 최적화에 있어서 중요 부품인 비례압력제어밸브를 개발하기 위해 설계변수 변화가 시스템의 응답특성에 어떤 영향이 미치는지를 파악하였으며, 많은 설계변수 중에서 중요 변수를 제안하였다. 또한 실험을 통해 소비 유량이 작고, 개도 절환 및 액추에이터내 압력 배출시 스푼 진동에 의한 소음 발생을 최소화시키고, 고 응답에 따른 시스템의 불안정성을 개선시키는 비례압력제어밸브를 개발하기 위해 유압 액추에이터를 고려하여 이론적 해석과 실험을 통해 능동 현가 시스템에 적합한 밸브 개발 결과를 제시하고자 한다.

2. 시스템 구성

능동 현가 시스템의 일부분인 1/4 차량 모델의 구조와 수학적 해석 모델(mathematical simulation model)을 Fig. 1과 같이 구성하였다. 승용차의 능동 현가 시스템에 적합한 형태로, 펌프, 비례압력제어밸브, 유압 액추에이터, 어큐뮬레이터 등으로 구성되어 있고, 비례압력제어밸브는 솔레노이드에 가해지는 전류량에 비례하는 유압을 제어하여 최종적으로 유압 액추에이터 내부의 압력 변화에 따라 구동력을 발생한다.

2.1 압력제어밸브

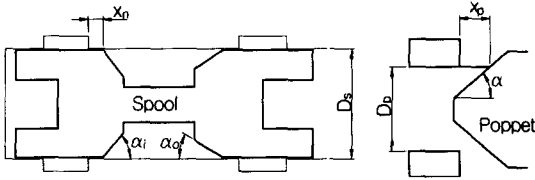


Fig. 2 Schematic of open areas symbol in spool and poppet

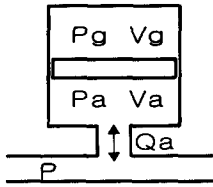


Fig. 3 Schematic of free piston accumulator

2.2 피스톤식 어큐물레이터

Fig.3과 같이 관로상에 피스톤식 어큐물레이터가 설치된 경우 접속부 압력 P 의 변동에 따라 어큐물레이터 내 가스압력 P_g 와 작동유 압력 P_a 는 다음 식으로 표현된다.⁸⁾

$$\frac{d^2 P_g}{dt^2} - a_1 P_g^{-1} \left(\frac{dP_g}{dt} \right)^2 + a_2 \frac{dP_g}{dt} - a_3 (P_g)^{a_1} (P_o - P_g) = 0 \quad (23)$$

연결 관로에서의 연속방정식은 다음과 같다.

$$Q_{sa} - \frac{V_a}{\beta_o} \frac{dP_a}{dt} - \frac{V_g}{kP_g} \frac{dP_g}{dt} = 0 \quad (24)$$

여기서, $a_1 = 1 + 1/k$, $a_2 = f_p / (m_a + m_{pa})$, $a_3 = k / ((m_a + m_{pa}) / A_p^2) V_g P_g^{1/k}$ 이다.

2.3 액추에이터

각 제어 체적에서의 연속방정식을 구하면 다음과 같고,

$$A_{comp} \frac{dX_{us}}{dt} - Q_c - Q_{reb} - Q_{sa} - \frac{V_c}{\beta_o} \frac{dP_c}{dt} = 0 \quad (25)$$

$$A_{reb} \frac{dX_{us}}{dt} - Q_{reb} + \frac{V_r}{\beta_o} \frac{dP_{reb}}{dt} = 0 \quad (26)$$

액추에이터 피스톤 양쪽 단면에 작용하는 힘의 차이가 액추에이터의 감쇠력으로, 이것은 다음 식으로 표현된다.

$$F_d = A_{reb} P_{reb} - A_c P_c \pm F_c + F_v \quad (27)$$

3. 해석결과 및 설계변수

밸브의 성능에 대한 해석의 타당성을 확인하기 위해 시뮬레이션 모델을 구성하여 비례압력제어 밸브의 각각에 대한 오리피스, 스톱지경 및 포핏 개도량 등, 기본적인 설계 변수(design parameter)를 변경하였을 때 밸브의 특성을 조사할 수 있게 능동 현가 시스템의 1/4차량에 대한 수학적 모델의 수치계산 프로그램을 개발하였다. 계산 알고리즘은 수치해석법(Runge-Kutta-method)을 사용하였으며, 유압 관로내의 비정상층류유동의 해석에 특성곡선법⁹⁾을 액주분리(liquid column separation)시의 공동(cavity)체 적계산에는 가스이산화모델¹⁰⁾을 사용하였다. 해석시 시간증분(T)은 1ms, 최종 시간(Tmax)은 1000ms로 하여 계산하였다.

해석에 필요한 상수 중 밸브 내부의 오리피스에 대한 유량 계수는 실험에 의하여 구하였고, 그 외의 물리적인 상수들은 측정하거나 각 제품의 명세서로부터 구하였다. 그 값을 Table 1에 나타냈다.

Fig.1에서 교축 밸브(throttle valve)가 닫힌 상태에서 솔레노이드에 인가한 전자기력의 계단 입력에 대한 동특성 해석 결과의 예를 Fig. 4에 나타내었다. 이때 각 제어체적의 압력 및 스톱, 포핏의 변위를 구한 결과, 밸브의 정착시간 2% 기준에서 밸브의 응답성은 310ms로 나타났다. 이와 같은 해석을 통해 비례압력제어밸브의 설계 변수가 성능에 미치는 영향을 검토한 결과 Fig. 5에서와 같이 영향을 미치는 정도의 크기에 따라 High(높음), Medium(보통), Low(낮음)로 나타냈고, 이것을 토대로 최적화 설계에 중요한 설계변수를 도출하였으며, 수치해석을 통해 각 설계변수에 대한 범위를 선정하였다.

제한한 조건으로 설계하여 제작한 실험용 건품의 사진을 Fig. 6에 나타내었고, 밸브의 성능특성에 미치는 중요한 인자에 대해 각각의 범위에 있는 실험용 부품을 가공하였다. 특히 부품의 교체가 용이하도록 제어밸브를 설계, 제작하였다.

4. 설계변수 변화에 따른 특성 실험

4.1 실험장치 및 방법

비례압력제어밸브를 평가하는 방법으로 시스템의 주파수 응답 특성과 액추에이터 가진 특성으로 크게 구분 할 수 있다. 시스템 주파수 응답 특성은, 액추에이터의 변위를 고정된 상태에서 솔레노이드에 주어진 지령 값에 대한 제어 압력의 응답 특성으로 롤(roll)제어, 피치(pitch) 제어, 바운스(bounce)제어에 대한 응답성을 확보하는 것이고, 액추에이터를 일정한 속도로 가진 시키는 가진 특성은 액추에이터의 감쇠력 측정 실험과 1/4차량 시스템을 가진 시키는 실험으로 구분할 수 있다. 액추에이터 가진 특성은 차량의 요구 조건에 따라 제어밸브 내의 각종 설계 변수

Table 1 Physical constants of the system

Constants	Value
Density of oil	880 kg _m /m ³
Bulk modulus of elasticity of oil	1.8e9 N/m ²
Mass of spool	1.2e ⁻³ kg _m
Mass of poppet	8.1e ⁻⁵ kg _m
Constant of feedback spring	3.92e ³ N/m
Area of Poppet Port	4.15e ⁻⁶ m ²
Diameter of spool	1e ⁻² m
Overlap of spool	2e ⁻⁴ m
Angle of spool	$\theta = 50$ deg. $\gamma = 40$ deg.
Angle of poppet	$\alpha = 18.4$ deg.
Diameter of supply orifice, pilot orifice, feedback orifice	3e ⁻⁴ m
Diameter of return orifice	7e ⁻⁴ m
Diameter of control orifice	2.5e ⁻³ m

인 오리피스 크기, 스푼 및 포핏 설계값, 귀환 스프링의 스프링 상수 등을 튜닝(tuning) 함으로써 최적화가 가능하다.

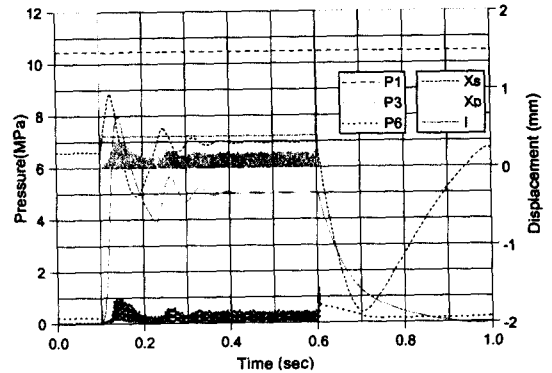


Fig. 4 Response characteristic result on step input (simulated results)

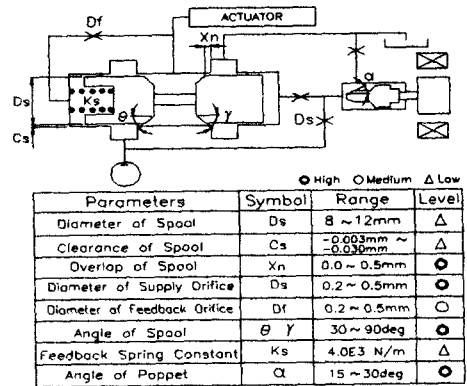


Fig. 5 The design parameters of proportional pressure control valve

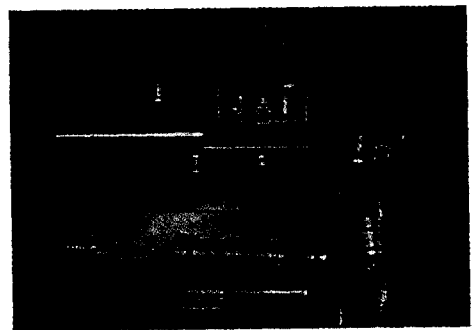


Fig. 6 Photograph of samples for a test

설계 변수 변화에 따른 제어 밸브의 성능 실험을 위한 실험장치의 구성도는 Fig.7, Fig.8과 같다. 실험조건에 따라 교축밸브 T1~T3를 이용하여 각 실험조건을 설정하였다. 밸브 단품에 대한 실험은 T1 교축 밸브를 열어놓은 상태에서 T2, T3 교축밸브를 닫아 실시하였으며, 주파수 응답 특성실험과 감쇠력 실험은 Fig.7의 감쇠력 실험 장치를 이용하여 T1, T3 교축밸브를 열어놓은 상태에서 T2의 밸브를 닫아 실시하였다. 1/4차량 시스템 가진 실험은 Fig.8의 1/4차량 시뮬레이터를 이용하여 T1 교축 밸브를 열어놓은 상태에서 T2 교축 밸브를 닫아 실시하였다.

액추에이터 가진 특성 실험의 경우 유압 액추에이터 내의 압력을 5MPa로 설정하고 T1밸브를 닫은 상태에서 실시하는 수동형(passive system)과, 제어밸브에 인가전류를 조정하여 액추에이터 내의 압력을 5MPa로 유지하고 제어하지 않는 경우(non-active)로 나누어 실험을 수행하였다.

유압회로 구성은 송출유량이 시스템의 부하에 따라 가변 되는 사판식 피스톤 펌프를 사용하였고, 공급측의 시스템 압력 조절과 과도한 압력 상승을 방지하기 위한 릴리프 밸브(relief valve), 유량을 측정하기 위한 유량계(flow meter), 공급 압력 및 제어된 압력을 측정하기 위한 스트레인 게이지 타입의 압력계(pressure transducer), 실험용 밸브와 정특성 실험 및 수동형 시스템을 실험하기 위한 가변 교축 밸브로 구성되어 있고, 신호의 전송과 처리를 위한 X-Y 레코더(recorder), 동적 측정을 위한 신호 처리 장치(FFT)로 구성되어 있다.

본 연구를 위하여 구성한 실험 장치의 각 기기의 사양을 Table 2에 나타냈다. 실험 조건은 차량에서 사용되고 있는 것과 같이 공급 유량을 12 L/min, 시스템 압력을 10.5MPa로 설정하였고 이때 작동유의 온도 변화에 대한 영향을 최소화하기 위해 열 교환기를 사용하여 $50 \pm 5^\circ\text{C}$ 가 유지 되도록 하였다.

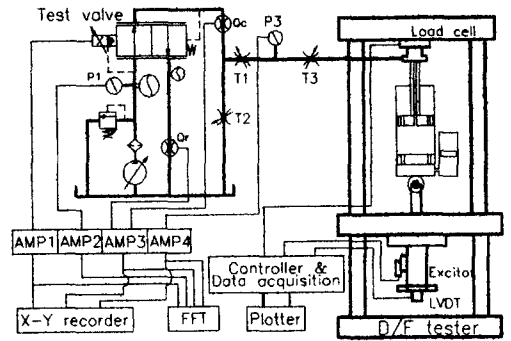


Fig. 7 Schematic diagram of a damping force experimental apparatus

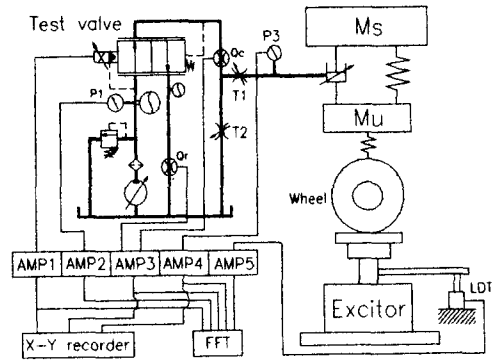


Fig. 8 Schematic diagram of a quarter car experimental apparatus

4.2 시스템 주파수 응답 특성 실험 및 결과

시스템 주파수 응답 특성은 솔레노이드 제어 전류에 대해서 노면의 입력 값에 상당하는 유압 실린더내의 유압 발생력의 응답특성으로, 이 실험을 통해 충분한 응답성 확보와 밸브 개도 전환 및 액추에이터내 압력 배출시 밸브의 스푼 진동에 의한 불안정한 정도를 확인할 수 있다. Fig.5에서 제어 시스템에 영향을 미치는 정도가 높은 (high) 변수, 즉 스푼의 형상을 변경한 2종, 오버랩 량을 변경한 3종 및 포핏 각도 변화 2종, 공급 오리피스 크기를 변경한 4종, 모두 11종을 설계 제작하여 주파수 응답특성 실험을 하였다.

입력 신호는 정현파 입력(sinusoidal input)을 스위프 신호(sweep signal)로 하여 0.2~50Hz

범위 내에서 주파수를 변화시켰고, 입력 신호의 크기는 솔레노이드에 가한 전류로 조정하여 최대 제어 압력인 10MPa의 50%인 5MPa을 기준으로 하였다.

스풀 형상과 오버랩량의 변화에 대한 5종의 실험결과는 Fig.9와 같다. 여기서 오버랩 량이 증가할수록 응답성은 떨어지고(SP-C), 스펴형상이 칼날(sharp-edged) 오리피스형인 SP-A, SP-B는 특정 주파수(3Hz와 10Hz이상)에서 공진이 발생하였고, SP-D가 가장 좋은 응답성을 나타냈지만 불연속 구간이 발생하였다. 따라서 능동현가 시스템의 제어 영역을 고려할 때 불연속 구간이 발생하지 않고 선형성을 유지하는 SP-E가 가장 적합한 것으로 판단된다.

포핏의 각도를 변화시킨 실험결과를 Fig.10에 나타내었다. 포핏의 각도를 크게 하였을 경우 자러 진동의 발생이 적고 응답성이 좋게 나타났다(POP A). 반면 날카로운 경우, 제어에 필요한 개구면의 확보는 가능하지만 최저 제어 압력이 높게 되는 문제가 발생한다. 따라서 정특성이 양

호하며 응답성을 유지하기 위해 소비 유량이 적은 포핏 각을 결정하는 것이 중요한 요소가 된다.

Fig.11은 공급 오리피스 직경변화에 대한 시스템 주파수 응답특성 실험결과로 오리피스의 직경이 증가할 수록 복귀 유량이 증가하여 응답성은 향상되었지만 1Hz 이상에서 불안정한 주파수 응답 특성을 나타냈다. 따라서 시스템이 필요로 하는 응답성을 확보하고, 솔레노이드 지령 신호에 대해 안정한 성능을 보이는 O.B가 가장 타당한 것으로 판단된다.

4.3 액추에이터 가진 특성 실험 및 결과

차량에서 장착하여 사용되고 있는 조건으로 실험 장치를 구성하였고, 밸브 성을 확인하기 위해 액추에이터와 조합하여 특성실험을 실시하였다. 여기서는 서보기구(servomechanism)이 가능한 주파수 범위를 확인하는 것으로 액추에이터 가진 특성 실험을 통하여 차량 특성에 맞는 설계 변수는 조정에 의해 최적화가 가능하다. 또한, 제어 성능에 영향을 미치지 않는 범위 내에서 소비 유량이 적은 제어 밸브를 개발해야 한다.

Table 2 Specification of instruments and equipments

Symbol	Description	Spec.	Remark
P1, P3	Pressure transducer	PCD-100K	NTS
Qr	Flow meter	VC004	Kracht
Qc	Flow meter	VC02	Kracht
LDT	Linear disp. transformer	DLT-150AS	Kyowa
V1, V2	Flow control valve	F800S	Parker
AMP1	Amp for solenoid	G01-C-2-D3	Wandfluh
AMP2, AMP4	Strain amplifier	NTS-1220	NTS
AMP3	Amp for flow meter	FM20	Kracht
AMP5	Amp of LDT	DPM-601A	Kyowa
X-Y recorder	Plotter	302513	Yoko-gawa
FFT	Dynamic signal analyzer	35670A	Hewlett Packard
D/F tester	Damping force tester	Vmax=2m/s	Sagino-mia

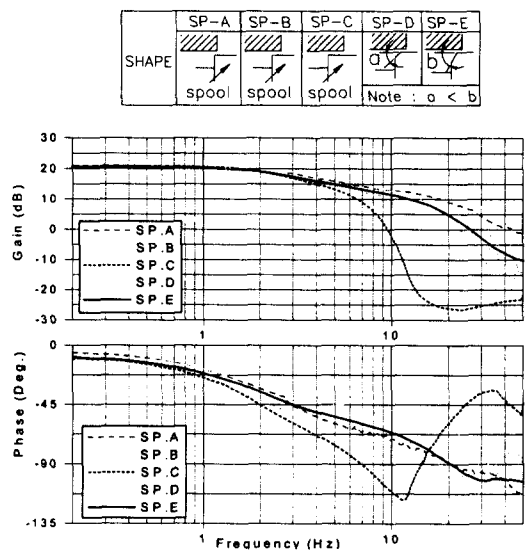


Fig. 9 Effect of spool shape and overlap on the frequency responses (experimental results)

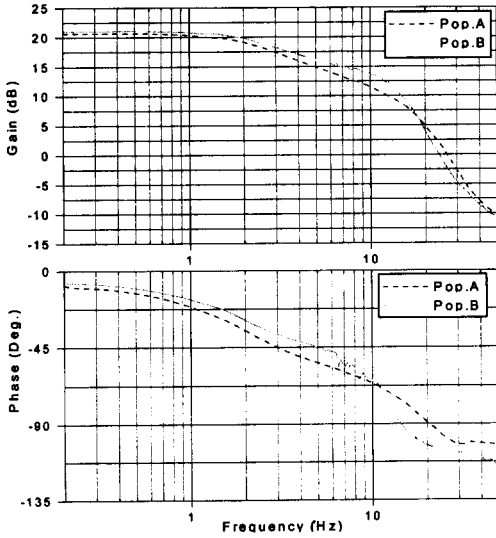


Fig. 10 Effect of poppet angle on the frequency responses (experimental results)

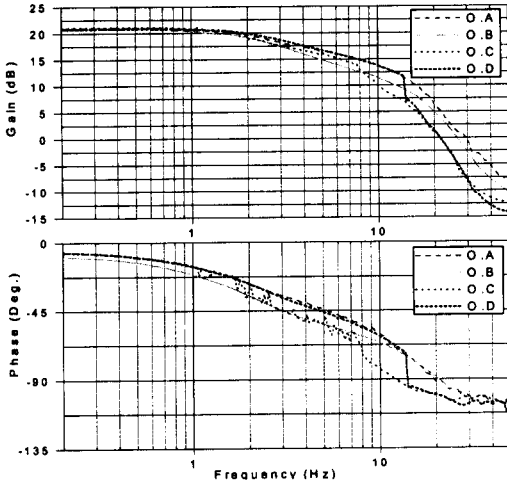


Fig. 11 Effect of supply orifice diameter on the frequency responses (experimental results)

스풀 형상과 오버랩량 변화에 따른 실험결과를 Fig.12에 나타내었다. Fig.8에 나타낸 실험장치를 이용하여 슬레노이드에 제어전류를 일정하게 0.3m/sec 유지한 상태에서 가진기(excitor)의 가진 속도를 일정하게 유지하고 제어압력(P3)의 게인(gain)을 측정한 주파수 응답특성을 나타냈다.

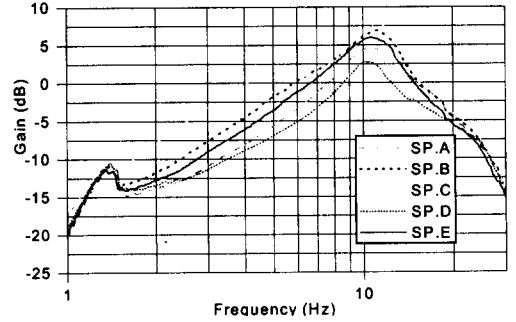


Fig. 12 Frequency response characteristics according to spool shape and overlap (experimental results)

실험결과 오버랩 량이 가장 큰 SP.C의 응답성이 가장 떨어지고 오버랩 량이 보다 작은 SP.A의 응답성은 모따기 형인 SP.D보다 떨어진 것으로 나타났다. 오버랩 량이 증가할 수록 응답성은 떨어지고 모따기 각이 작을수록 응답성이 빠르다는 것을 알 수 있다. 따라서 응답성이 가장 빠른 SP.D가 가장 좋은것을 알 수 있다.

스풀 형상과 오버랩량 변화에 대해, 작동유의 소비유량을 측정한 결과는 Fig.13과 같다. 오버랩 량이 증가할 수록 소비 유량은 감소하였으며, 오버랩 량이 가장 큰 SP.C의 경우 소비유량은 적었으나 5Hz정도까지만 추종성을 나타냈고, SP.D는 소비유량이 가장 많았을 뿐만 아니라 변동이 심한 것으로 나타났다.

Fig.12와 Fig.13의 결과에서 SP.D는 주파수 응답특성이 가장 좋으나 소비유량이 많고, SP.C는 소비유량은 가장 작으나 주파수 응답성이 나빠 시스템에 적용시 문제가 예상된다. 따라서 소비유량을 고려한 시스템주파수 응답 특성의 우수성과 가공성 고려하였을 때 SP.E가 가장 적합한 것으로 판단된다.

Fig.14는 Fig.1의 해석 모델에서 밸브 단품에 대한 스텝응답특성에 대한 실험결과로 밸브 정착 시간 2%를 기준으로 밸브의 응답시간은 325 msec로 나타났다. Fig.4와 Fig.14를 비교하여 보면 정착시간은 15msec 정도의 오차가 발생하

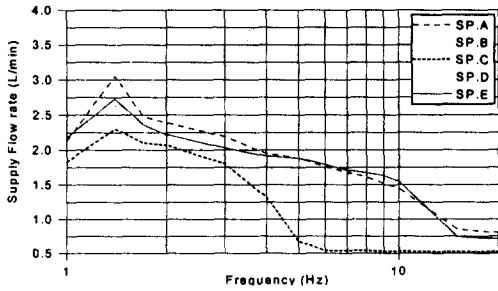


Fig. 13 Experimental results of supply flow rate

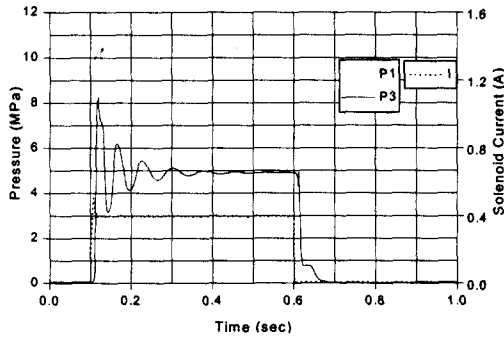


Fig. 14 Response characteristics results on the step input (experimental results)

였지만 제어압력은 5MPa로 거의 일치함을 알 수 있다.

5. 액추에이터를 고려한 압력제어밸브의 특성 실험 및 결과

Fig.15는 제어하지 않는(non-active) 조건에서 실시한 실험결과로 제어밸브에 일정하게 전류를 인가하여 제어압력을 5MPa로 유지한 상태에서 액추에이터를 주기적으로 가진 시킬 때 액추에이터의 로드에서 발생하는 감쇠력과 실린더변위와의 관계를 나타낸 선도이다. 가진속도를 0.05~1.2 m/sec로 변화시키면서 작동시킨 결과, 전속도구간에서 감쇠력의 급격한 변화에 의한 소음이 발생하였다.

감쇠력 급격의 원인을 분석하기 위해 압력제어밸브 및 액추에이터의 설계변수에 대한 검토와

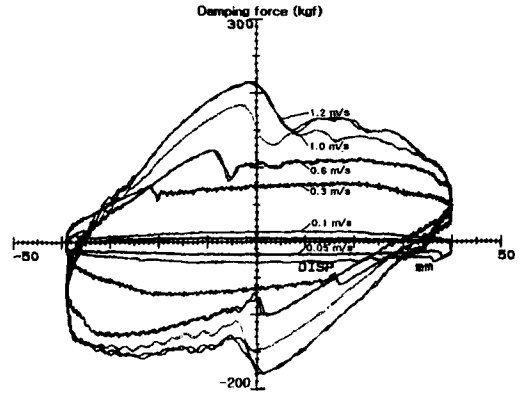


Fig. 15 Damping forces according to displacement of the actuator at non-active mode (experimental results)

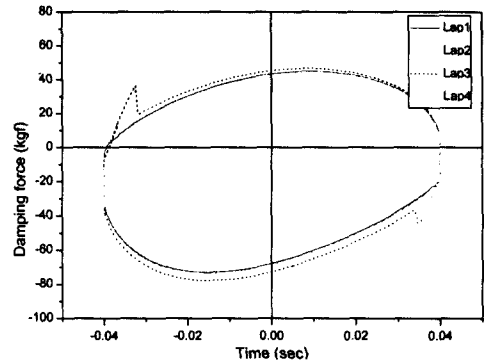


Fig. 16 Damping forces according to displacement of the actuator at 0.3m/s (simulated results)

수치해석 결과, 미케니컬 서보기능에 의한 스폴의 오버랩량이 큰 것이 원인으로 분석되었다. 원인분석을 위해 가진 속도 0.3m/s에서 오버랩량변화에 대한 해석결과를 Fig.16에 나타내었다. 오버랩량이 Lap1에서 Lap4로 증가할 수록 감쇠력 급변이 발생하는 것을 알 수 있다. 밸브의 오버랩량은 응답성과 소비유량에 아주 중요한 설계 변수로 해석결과, 오버랩량이 0인 Lap1이 가장 우수한 것으로 판단되나 가공 오차에 의해 언더랩이 되면 최대 제어압력과 소비유량이 커지는 아주 심각한 문제가 발생한다. 또한 공차를 작게 하면 가공비가 상승하여 경제성이 없어진다. 따

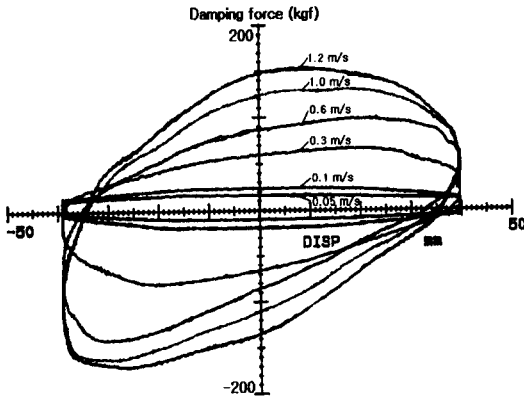


Fig. 17 Damping forces according to displacement of the actuator at non-active mode(experimental results)

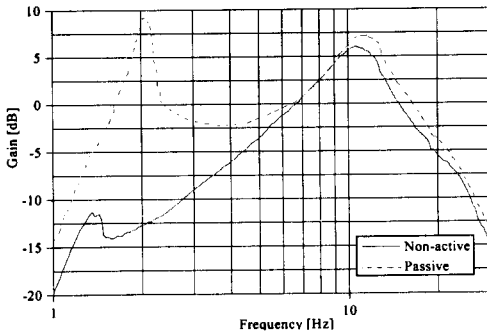


Fig. 18 Frequency response characteristics of passive and non-active system

라서 경제성 및 가공오차를 고려하여 오버랩량을 선정하였으며, 랩량을 수정하여 튜닝한 밸브의 힘과 변위 선도는 Fig.17과 같다.

앞에서 튜닝된 밸브를 이용하여 적용차종의 사양에 따라 압력제어밸브의 오리피스 크기, 액추에이터의 피스톤 밸브, 몸체 밸브 및 보조 어큐뮬레이터를 조정하여 시스템에 적당한 최적의 감쇠력을 얻기 위해서는 튜닝을 실시 해야한다.

튜닝된 제어밸브를 이용하여 1/4차량 시뮬레이터에서 가진기(excitor)로 가진 시켰을 때 수동형과 제어하지 않은(non-active) 모드를 비교하여 실험한 결과를 Fig.18에 나타내었다. 수동형은 최대 제어압력의 50%인 5MPa로 시스템의 압력을 설정한 상태에서 Fig.8에 나타낸 T1의

교축밸브를 닫고 가진기의 입력을 0.3m/sec로 가진 시켰을 때, 압력 P3의 게인값을 측정하였으며, 제어하지 않은 모드의 경우는 T1의 교축밸브를 열어 놓은 상태에서 슬레노이드에 인가한 전류를 조정하여 5MPa로 일정하게 유지하고 수동형과 동일한 가진 조건에서 제어압력 P3의 게인값을 측정하였다. 수동형은 2.1Hz와 12Hz에서 공진 현상이 발생하였으며, 제어하지 않은 모드에서는 서보기구에 의해 스프링 상질량(sprung mass)의 공진 영역에서 게인값이 작게 나타나 시스템 제어영역인 7Hz미만에서 수동형보다 제어하지 않은 모드의 압력 변화가 적으므로 승차감의 향상이 가능함을 알 수 있다.

6. 결론

본 논문에서는 유압식 능동 현가 시스템에서 핵심 부품인 비례압력제어밸브 개발을 위해 이론 해석을 통하여 설계 변수의 특성을 제안하였고, 수치해석 및 동특성 실험을 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 수치해석과 실험을 통해 각 설계 변수에 대한 타당한 범위 선정과 최적화 설계에 중대하게 영향을 미치고 있는 설계변수를 제안하고 실험을 통하여 확인하였다.

2) 스펙 형상과 오버랩량 변화에 대한 주파수 응답 및 액추에이터 가진 실험 결과 오버랩이고 모따기형상이 가장 타당하였으며, 포핏의 각도 변화에 대한 실험결과 각도가 큰 것이 포핏의 자려진동을 억제시켜 안정성이 우수함을 확인하였다.

3) 1/4차량 시뮬레이터를 이용하여 차량에 적합한 스펙 형상과 오버랩량 변화에 대한 액추에이터 가진 실험과 소비유량 실험을 통해 에너지를 절감시키고, 승차감 향상과 소비유량이 적으면서 동특성 및 액추에이터 가진특성이 우수한 비례압력제어밸브를 개발하였다.

4) 감쇠력 실험에서 발생한 감쇠력 급변 및 진동에 의한 소음에 대한 원인이 스펙 오버랩량에

의한 것을 확인하였으며, 경제성 및 가공오차를 고려하여 감쇠력 급변이 발생하지 않는 오버랩량을 제시하였다.

참 고 문 헌

- 1) Shuuichi Buma, Hiroki Satou, Takashi Yonekawa, "Synthesis and Development of the Active Control Suspension", 日本機械學會論文集(C編) 57卷 534號, pp.559~605, 1991.
- 2) 古川保, 横失雄二, 佐藤國仁, 岡出元廣, 松田眞治, "アクティブサスペンション用制御ハ"ルフの開発", 日本機械學會振動と運動の制御Symposium講演會論文, pp.186~191, 1990.
- 3) Masami Sugihara, Tamotsu Furukawa, Osamu Komazawa, "アクティブ サスペンションの解析と開発", 自動車技術會學術講演會前刷集902, pp.361~364, 1990.
- 4) Wright G.P., Williams A. D., "The Application of Active Suspension to High Performance Road Vehicles", IMechE, 7, pp.23~28, 1984.
- 5) Dominy J., Bulman N. D., "An Active Suspension for a Formula One Grand Prix Racing Car", Journal of Dynamic System, Measurement and Control, Vol.107, pp.73~78, 1990.
- 6) Inho Oh, Jiseong Jang, Illyeong Lee, "A Study on the Improvement of the Load Pressure Feedback Mechanism of the Proportional Pressure Control Valve", KSME International Journal. Vol.13, No.1, pp.34~41, 1999.
- 7) Herbert E.M., "Hydraulic Control Systems", John Wiley & Sons, pp.76~131, 1967.
- 8) 이일영, 정용길, 윤영환, "'유압관로계 고압부에서의 압력 맥동 및 저압부에서의 서지 압력 저감기술'," 만도기계(주) 중앙연구소, pp.90~92, 1995.
- 9) E. B. Wylie, V. L. Streeter, "Fluid Transients in systems", Prentice hall, Englewood Cliffs, pp.37~74, 1993.
- 10) E. B. Wylie, "Simulation of Vaporous and Gaseous Cavitation", ASME Journal of Fluids Eng. Vol.106, pp.307~311, 1984.