

차량 능동 현가 장치용 유압 액추에이터의 감쇠력 특성에 관한 연구

A Study on the Characteristics of Damping Force in a Hydraulic Actuator for Vehicle Active Suspension System

윤영환*, 최명진**
Younghwan Yoon, Myungjin Choi

ABSTRACT

Through experimental works, the damping force vibration problem was investigated, which results from valve and surge pressure in the oil return line of the hydraulic circuit of an active suspension system in a passenger car. Experiments were carried out under passive system, where an orifice valve was closed and non-active system, where an orifice valve was opened, using a pressure control valve controlled by solenoid. The effects of parameters of the valve overlap and accumulator on smoothing surge pressure was elucidated. It was proved that the apparent variation of damping force due to the overlap amount of pressure control valve is the most important factor to control the damping force variation. The procedure of the experimental works shows the development process of a proportional pressure control valve in the hydraulics system of an active suspension system of passenger car.

주요기술용어 : Active suspension system(능동현가장치), Proportional pressure control valve(비례압력 제어밸브), Hydraulic actuator(유압 액추에이터), Damping force(감쇠력), Experimental study(실험적 연구)

1. 서론

차량의 주행안정성과 승차감을 향상시킬 목적으로 전자제어 현가 장치가 자동차에 장착되어 실용화되고 있다. 그 중에서 마이크로프로세서와 각종 센서를 사용하여 차량의 거동을 감지함과 동시에 자동적으로 감쇠력과 차고를 단계적으로 제어하는 시스템으로 점차 발전하였다.

그 중 가변 댐퍼 방식은 감쇠계수를 몇 단계로 나누어 불연속으로 조절하기 때문에 승차감과 주행안정성 향상에 한계가 있어 운전의 편리성과 승차감을 동시에 만족시킬 수 있는 능동 현가 장치에 대한 요구가 증대되어 왔다.¹⁻³⁾ 능동 현가 장치는 기존의 수동 현가 장치에 사용된 댐퍼 대신에 유압 액추에이터(hydraulic actuator)와 같은 힘 작동기를 사용하여 노면의 상태에 따라 발생하는 진동을 유압의 힘을 이용하여 진동을 절연한다. 또한 노면조건 및 주행조건에 따라 차량의

* 회원, (주)신호시스템

** 회원, 경희대학교 기계산업시스템공학부

이드에 전류를 증가시키면 플린저에는 전류량에 비례하는 힘이 생겨 포핏을 아래로 밀어 파일럿 챔버의 압력이 상승하고, 포핏은 솔레노이드에 작용하는 힘과 파일럿 챔버에 작용하는 힘이 평형을 이루는 곳에서 정지한다. 따라서 파일럿 챔버의 압력은 전류량에 비례하여 상승하게 되면 스푼이 왼쪽으로 이동하고 공급포트를 통해 유량이 액추에이터의 압축챔버로 유입되어 압축챔버의 압력이 상승하게 된다. 한편 액추에이터 가진에 의해 압축챔버 압력이 상승하게 되면 귀환 오리피스를 통해 유량이 귀환챔버(Vf)로 유입되어 챔버내의 압력을 상승하게 되고, 이 압력이 파일럿 챔버의 압력보다 높게 되면 스푼을 오른쪽으로 밀어 복귀포트를 통해 유량이 탱크로 빠져나가 압축챔버의 압력이 감소하게 된다.

이런 과정을 통해 압축챔버 내의 압력은 파일럿 챔버 압력과 같게 조절된다. 따라서 압축챔버의 압력, 즉 제어압(Pc)을 솔레노이드에 인가한 전류에 비례하여 제어한다.

이와 같이 압축챔버 압력을 감지하여 일정하게 유지시키는 압력제어밸브의 귀환 기능은 솔레노이드에 가해지는 전류가 어떤 값으로 고정시킨 경우에도 작용하게 되며 이것이 능동 현가 장치의 중주파수 영역(2~7Hz)에서 중요한 제어 역할을 하게 되며 서보기구(servomechanism)라고도 한다.

실험에 사용한 압력제어밸브 및 액추에이터의 설계사양들은 실험조건에 따라 부품교체가 가능하도록 설계하였으며, 해석모델을 위한 시스템의 물리적인 상수들은 측정하거나 각 제품의 명세서로부터 구하였다. 그 값을 Table 1에 나타냈다.

2.2 실험장치의 구성

실험장치의 개략도를 Fig. 2와 같다. 유압 회로 구성은 실제 차량에 적용되는 시스템으로 고정용량형 피스톤 펌프를 사용하였고, 공급측의 시스템 압력 조절과 과도한 압력 상승을 방지하기 위해 릴리프 밸브(relief valve)를 사용하였다.

Table 1 Parameters of PCV and actuator

Parameter	Value	Unit
Bulk modulus of hydraulic oil in steel pipe	1.38e9	N/m ²
Diameter of PCV control orifice	0.0025	m
Diameter of PCV spool	0.01	m
Spring constant of PCV spring	3920	N/m
Diameter of actuator piston	0.035	m
Diameter of actuator piston rod	0.025	m
Stroke of actuator	0.16	m
Stroke of exciting cylinder	0.04	m
Gas volume of sub accumulator	160	cc
Gas charging pressure of sub accumulator	1.5	MPa
Gas volume of return accumulator	70	cc
Gas charging pressure of return accumulator	0.15	MPa

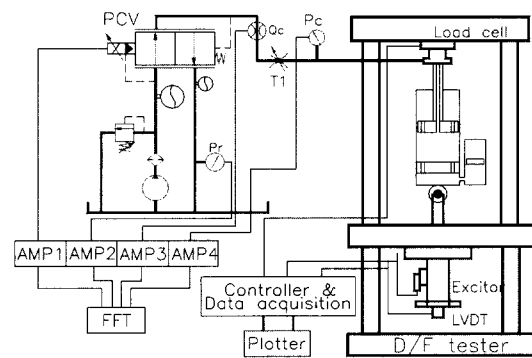


Fig. 2 Schematic diagram of a damping force experimental apparatus

제어유량(Qc)을 측정하기 위한 유량계(flow meter), 제어 압력(Pc)과 복귀 압력(Pr)을 측정하기 위한 압력계(pressure transducer), 수동형 시스템(passive system)으로 실험하기 위한 가변 교축 밸브(T1)로 구성되어 있다. 임의의 도로 조건에 해당하는 가진기(excitor)는 실험조건에 따라 제어가 가능한 서보 액추에이터와 제어기(controller)로 구성되어 있으며, 동적인 데이터 측정을 위한 4 채널 신호처리 장치(FFT), 신호의 전송과 처리를 위한 데이터 수집장치(data acquisition)와 퍼스널

컴퓨터(personal computer)로 구성되어 있다. Fig. 3은 실제 시험장치의 사진이며 Table 2에 시험장치에 사용한 각 기기의 사양을 나타냈다.

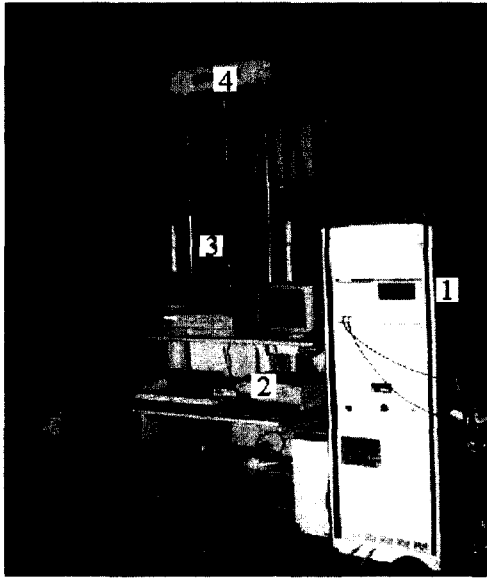


Fig. 3 Photograph of testing system

Table 2 Specification of instruments and equipments

Symbol	Description	Spec.	Remark
Pc, Pr	Pressure transducer	PCD-100K	NTS
Qc	Flow meter	VC02	Kracht
LDT	Linear displacement transformer	DLT-150AS	Kyowa
T1	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
FFT	Dynamic signal analyzer	35670A	Hewlett Packard
D/F tester	Damping force tester	Vmax=2m/s	Saginomia

2.3 실험 설정 조건과 실험 방법

액추에이터 감쇠력 특성 실험의 경우 유압 액추에이터 내 압력을 최대 제어압력의 50%인 5 MPa로 설정한 상태에서 액추에이터와 압력제어 밸브 사이의 연결 관로를 차단, 즉 T1을 닫은 상태에서 실시하는 수동형 시스템과 T1을 열어놓은 상태에서 압력제어밸브의 인가전류를 조정하여 액추에이터 내 압력을 5MPa로 설정한 상태에서 솔레노이드 전류를 제어하지 않는 경우의 일정 신호 입력시(non-active)로 나누어 실험을 수행하였다.

수동형에 대한 실험의 목적은 액추에이터를 구성하고 있는 각 운동부재의 누유 및 피스톤 감쇠 밸브와 몸체 감쇠 밸브의 구조적 복잡성과 비선형 특성에 의한 유압 액추에이터 자체의 특성을 확인하기 위한 것이다. 일정 신호 입력시 실험은 능동 현가 장치에서 감쇠력 특성 실험이라고도 한다. 감쇠력 특성 실험을 하는 이유는 적용차량의 특성에 적합한 감쇠력이 되도록 조정(tuning)하기 위한 것으로 적용차종의 사양에 따라 압력제어밸브의 제어 오리피스(control orifice)의 크기, 액추에이터의 피스톤 감쇠밸브, 몸체 감쇠 밸브 및 서브 어큐뮬레이터의 설계 사양을 조정한다.

실험 조건은 실제 적용된 차량에서 사용되고 있는 상태로 공급 유량을 9L/min, 시스템 압력을 10.5MPa로 설정하였고 이때 작동유의 온도 변화에 대한 영향을 최소화하기 위해 열 교환기를 사용하여 50±5°C가 유지되도록 하였다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 수동형 조건의 액추에이터 감쇠력 특성

Fig. 4는 수동형 시험조건에서 실험한 결과로, 액추에이터 로드에서 발생하는 힘, 즉 감쇠력과 실린더 변위와의 관계를 나타낸 감쇠력 특성 곡선이다. 액추에이터 실린더의 가진 변위 폭은 ±40 mm로 설정하였고, 가진 속도는 0.05~1.2m/s 범위에서 실험한 결과로, 감쇠력의 급격한 변화가

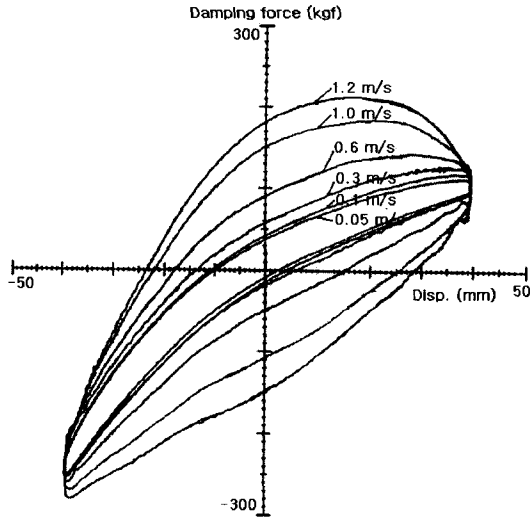


Fig. 4 Experimental result for damping force vs. displacement according to the cylinder velocity at passive mode

발생하지 않으며, 최대 변위 지점에서 가진 속도가 증가할수록 감쇠력에 대한 기울기가 증가하며, 서브 어큐플레이터의 공기 스프링특성이 나타나는 것을 알 수 있다.

Fig. 5는 Fig. 4의 실험조건에서 액추에이터의 가진 속도가 0.3m/s일 때, 유압 액추에이터 압축실내의 압력(P_c) 변동을 나타낸 것이다. 시험결과, 설정 압력의 2배인 10Mpa 정도로 급격하게 상승함을 알 수 있다.

Fig. 6은 제어압력을 일정하게 유지한 상태에

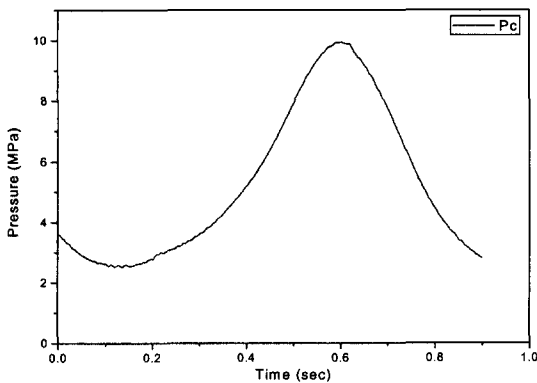


Fig. 5 Pressure variation in compression chamber(at 0.3m/s)

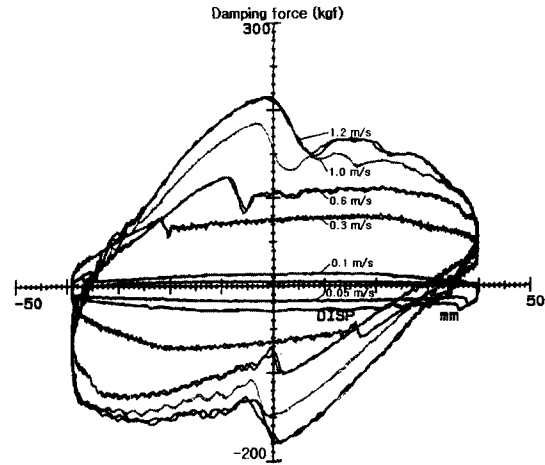


Fig. 6 Damping forces according to displacement of the actuator at non-active mode

서 제어하지 않는 조건에서 실시한 액추에이터 감쇠력 특성에 대한 실험결과이다. 압력제어밸브에 일정전류를 인가하여 제어압력을 중립 압(5MPa)으로 유지한 상태에서 액추에이터를 가진기로 주기적으로 가진시켰을 때 액추에이터 로드에서 발생하는 감쇠력과 실린더 변위와의 관계를 나타낸 감쇠력 특성 곡선이다. 시험결과, 액추에이터 거동에 따라 감쇠력의 급격한 변화가 발생하며, 가진 속도가 증가할수록 감쇠력의 변동폭이 증가하는 것을 보여주고 있다. 감쇠력 진동은 승차감에 악영향을 미치게 되며, 또한 압력 제어밸브의 스펙진동에 의해 유압관로에서 소음이 발생하는 문제점이 발생하였다.

감쇠력의 급격한 변화에 대한 원인을 분석하기 위해 압력제어밸브 및 액추에이터의 설계변수에 대한 수학적 해석 모델⁷⁾을 이용하여 수치 해석한 결과는 Fig. 7과 같다.

해석 조건은 능동형의 일정 신호 입력시 경우로 제어압력을 중립 압으로 유지한 상태에서 액추에이터를 0.3m/s로 가진 시킬 때 Fig. 1에 X_n 으로 표시한 압력제어밸브의 오버랩량 변화에 의한 감쇠력과 실린더 변위와의 관계를 나타낸 것이다. 오버랩량이 0mm인 Lap1에서 0.05mm씩 증가시키며 해석한 결과, 오버랩량이 증가할수록

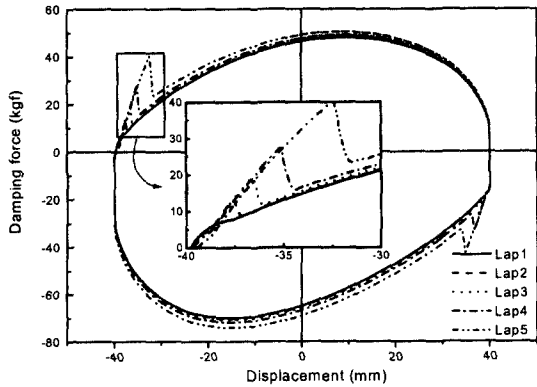


Fig. 7 Damping forces according to overlap amount of pressure control valve(at 0.3m/s)

감쇠력 급변량이 증가하는 것을 알 수 있다. 이것은 압력제어밸브의 서보기구에 의한 스톱 오버랩량에 따른 응답지연의 원인에 의해 감쇠력 급변이 크게 발생하는 것을 추정할 수 있다.

해석결과에서 판명된 스톱 오버랩량의 영향을 확인하기 위하여 Fig. 6에서 실시한 스톱 오버랩량을 50% 감소시켰을 때의 감쇠력 특성 실험 결과는 Fig. 8과 같다. 해석결과에서 추정된 것과 같이 스톱의 오버랩량을 감소시킴으로서 유압 액추에이터의 감쇠력 급변이 줄어드는 것을 알 수 있다. 즉 스톱 오버랩량은 Lap1인 0인 것이 가장 우수한 것으로 판단되나 오버랩량은 응답성과 소비유량에 영향을 주는 중요한 설계변수로 가공 오차에 의해 언더랩(underlap)이 되면 최대

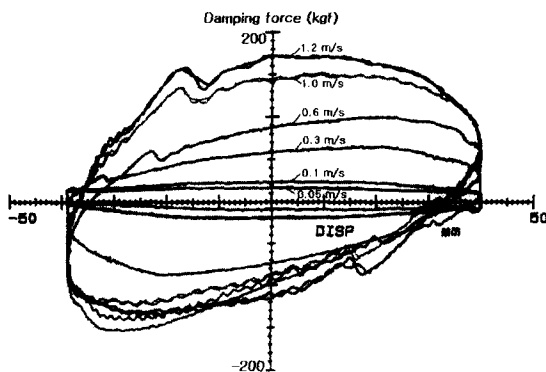
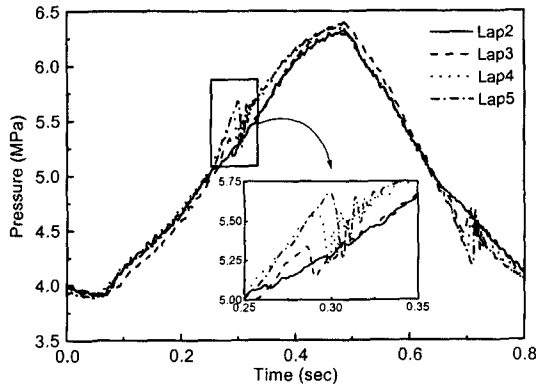


Fig. 8 Damping forces according to displacement of the actuator at non-active mode(at lap3)

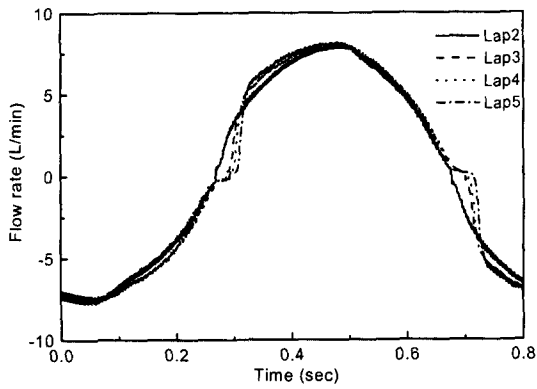
제어압력 저감과 소비유량이 커지는 심각한 문제가 발생한다. 또한 공차를 너무 작게 하면 가공비가 상승하여 경제성이 없어진다. 따라서 경제성 및 가공오차를 고려하여 스톱의 오버랩량 선정이 필요하다. 또한 오버랩량 변화에 따른 시스템의 감쇠력 급변에 대한 검토가 반드시 필요하며 설계초기에 고려해야 하는 것을 알 수 있다.

Fig. 9는 스톱 오버랩량 크기 변화 대한 특성을 검토하기 위해 가진속도를 0.3m/s로 고정한 상태에서, 스톱 오버랩량의 크기를 Lab2에서 Lab5로 증가시켰을 때의 시험결과로 액추에이터 압축실의 압력(Pc), 복귀 관로의 압력(Pr) 및 제어 관로의 유량(Qc)을 측정된 결과이다. Fig. 9의 (a)는 압축실 압력거동을 확인하기 위한 것으로 스톱의 오버랩량이 증가할 수록 서보기구에 의한 스톱 개도의 불연속구간이 크게 나타나기 때문이다. 압축실의 압력 변동량의 증가에 의해 감쇠력이 급격하게 변화되는 것을 추정할 수 있다. (b)는 압축실과 압력제어밸브를 통과하는 유량을 측정된 결과로, 여기서 유량의 방향은 압축실로부터 압력제어밸브로 흐르는 유량을 플러스(+) 방향으로 설정하였다. 실험결과에서 유량변화는 약 8L/min이며 오버랩량의 크기가 증가할 수록 유량 변동의 지연과 곡선의 기울기가 급격하게 변화되는 것을 알 수 있다. (c)는 압력제어밸브에서 기름탱크로 복귀하는 관로에 서지 저감용 어큐뮬레이터를 설치한 상태에서 복귀 관로의 압력을 측정된 것으로 어큐뮬레이터에 의해 서지 압력이 거의 발생하지 않는 것을 알 수 있다. 오버랩량의 크기가 증가할 수록 밸브 응답이 늦어져 복귀 압력 상승의 지연이 발생하는 것을 알 수 있다.

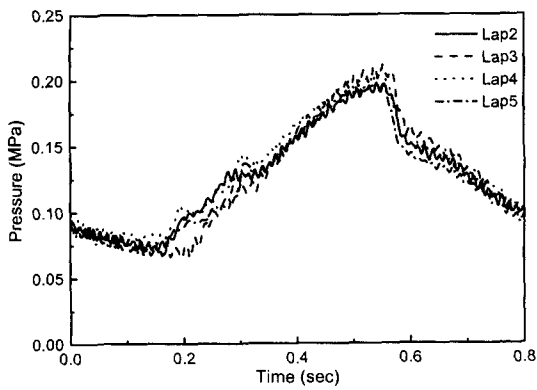
위의 실험결과에서 능동 현가 장치에서 사용되고 있는 압력제어밸브의 오버랩 크기는 응답성과 소비유량에 매우 중요한 설계변수로 시스템 특성을 고려하여 선정하여야 한다. 또한 본 실험에 사용한 오버랩량에 대한 가공 공차는 0.04mm를 유지하도록 하였다. 따라서 본 연구에서는 이론해석과 실험을 통하여 시스템 성능에



(a) Pressure of compression chamber



(b) Flow rate at control pipeline



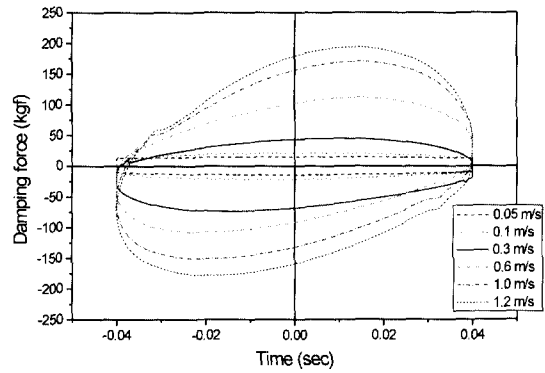
(c) Pressure at return pipeline

Fig. 9 Pressure and flow rate according to valve overlap (at 0.3m/s)

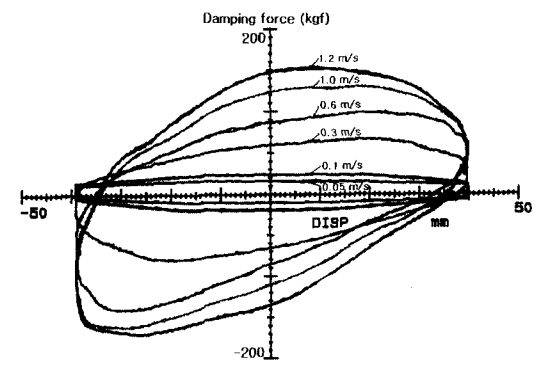
만족하는 조건에서 가공 오차에 의한 언더랩을 방지하고, 경제성 및 가공 공차를 고려하여 오버랩량을 Lap2로 선정하였다.

Fig. 10은 Fig. 9에서 선정된 스톱 오버랩량이 Lap2인 것으로 오버랩량을 조정 한 상태에서 제어 압력을 5MPa로 일정하게 유지하면서 제어하지 않는 조건에서 감쇠력 급변에 대한 해석 및 실험결과를 비교한 것이다. 가진 속도를 0.05~1.2 m/s로 변화시켰을 때의 감쇠력 특성을 나타낸 것으로 오버랩량을 조정하기 전인 Fig. 6, Fig. 8의 감쇠력 실험 결과와 비교하면 전 속도구간에서 감쇠력의 급격한 변동 및 진동이 발생하지 않는 것을 알 수 있다.

Fig. 11은 Fig. 10과 같은 조건에서 가진 속도가 0.3m/s일 때 액추에이터 압축실내의 압력 변동을 나타낸 것이다. 액추에이터 가진 조건이 동일한 수동형 상태의 Fig. 5와 비교하면, 압축실 내의 압력변동은 수동형의 경우는 2.5~10MPa로 압력



(a) Simulation



(b) Experiment

Fig. 10 Damping forces according to displacement of the actuator at non-active mode(tuning valve)

변동 범위가 6.5MPa 정도로 매우 크게 발생하는 것에 비해, 능동형의 제어하지 않은 경우는 3.9~6.3MPa로 압력 변동 범위가 2.4MPa 정도로 수동형에 비하여 약 3.9MPa의 압력 변동 범위가 적게 나타난 것을 알 수 있다. 이것은 압력제어밸브의 서보기구에 의한 압력제어 효과가 현격하게 나타남을 확인할 수 있다

Fig. 12는 Fig. 10과 같은 조건에서 액추에이터의 압축실에서 압력제어밸브로 통과하는 유량의 변동 상태를 나타낸 것으로 유량의 방향은 Fig. 9의 조건과 같다. 실험결과, 유량 변동은 약 8 L/min으로 나타났고, 유량 변동 파형에 급격한 기울기나 위상 지연이 거의 발생되지 않는 것을 확인할 수 있다.

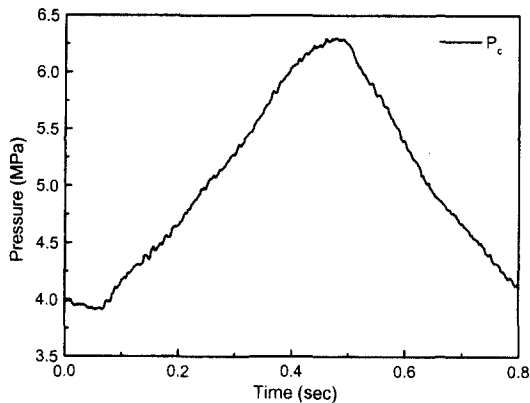


Fig. 11 Pressure at compression chamber(at 0.3m/s)

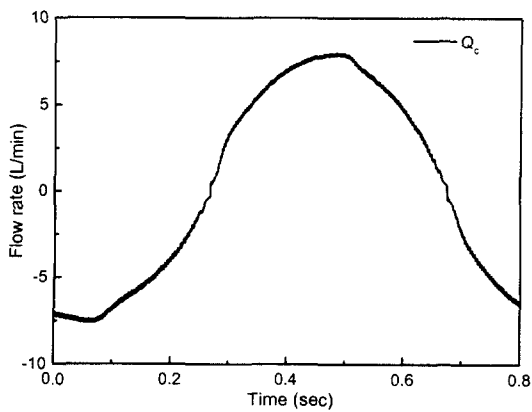


Fig. 12 Flow rate at control pipeline(at 0.3m/s)

5. 결론

유압 액추에이터의 거동에 대하여 해석과 실험 통하여 스폴진동에 의한 감쇠력 급변 및 진동 저감 방안에 대한 연구 결과를 요약하면 다음과 같다.

1) 액추에이터 압축실의 압력 변동의 범위를 수동형과 능동형의 일정 신호 입력시에 대해 비교한 결과, 압력제어밸브의 서보기구에 의한 압력제어 효과가 약 3.9MPa 정도로 현격한 차이를 나타나는 것을 확인하였다.

2) 압력제어밸브, 어큐물레이터, 액추에이터 등이 포함된 실차 조건과 동일한 실험장치를 구성하여 능동 현가 장치에 적합한 유압 액추에이터의 동적 거동에 따른 감쇠력 특성을 해석과 실험을 통해 확인하였다.

3) 유압 액추에이터에서 발생하는 감쇠력의 급격한 변화는 스폴 오버랩량에 의한 것임을 해석과 실험을 통해 명확히 규명하였으며, 경제성 및 가공오차를 고려한 오버랩량을 제시하였다.

4) 유압 액추에이터의 감쇠력 특성을 해석적으로 정확한 거동예측이 가능하며, 향후 감쇠력 특성을 고려한 능동 현가 장치의 설계에 유용하게 사용할 수 있을 것으로 판단된다.

참고 문헌

- 1) S. Buma, H. Satou, T. 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, 横矢雄二, 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) M. Sugihara, T. Furukawa, O. 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) 이일영, 정용길, 윤영환, "유압관로계 고압부에서의 압력맥동 및 저압부에서의 서지 압력 저감기술," 만도기계(주) 중앙연구소, pp.90-92, 1995.

- 5) 정용길, 이일영, 윤영환, “자동차 능동 현가장치 유압계 회귀관로에서의 서지 압력저감법,” 한국자동차공학회논문집, 제6권 제5호, pp.111-118, 1998.
- 6) 장주섭, 윤영환, “차량 능동현가장치용 비례압력제어밸브의 설계변수 최적화에 관한 연구,” 대한기계학회논문집 A권, 제22권 제9호, pp.1664-1674, 1998.
- 7) 윤영환, 장주섭, 최명진, “유압 액추에이터를 고려한 능동현가장치용 비례압력제어밸브의 해석과 개발,” 한국자동차공학회논문집, 제8권 제6호, pp.111-121, 2000.