

유압 실린더의 쿠션특성에 관한 실험적 연구

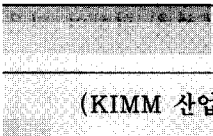
(An Experimental Study on the Cushion Characteristics of Hydraulic Cylinder)



이 상 기

(KIMM 산업기술연구부)

- '94. 2 경일대학교 기계공학과(학사)
- '96. 8 경일대학교 열 및 유체공학(석사)
- '96. 9 - '98. 4 한국기계연구원 유공압연구그룹 위촉연구원(상근)
- '98. 9 - 현재 한국기계연구원 인턴연구원



김 동 수

(KIMM 산업기술연구부)

- '88. 2 영남대학교 기계공학과(학사)
- '91. 2 영남대학교 열 및 유체공학(석사)
- '97. 3 - 현재 영남대학교 기계공학과(박사수료)
- '88. 1 - '88. 12 삼미 종합특수강(주) 기계부
- '91. 1 - 현재 한국기계연구원 유공압연구그룹
선임연구원



김 형 의

(KIMM 산업기술연구부)

- '78. 2 아주공대 기계학과(학사)
- '80. 2 한국과학원 유압제어(석사)
- '82. 9 프랑스 ISCMC 자동화공학(석사)
- '85. 6 프랑스 ISCMC 공압제어(박사)
- '85. 9 - 현재 한국기계연구원 책임연구원

Abstract

The paper describes a characteristics analysis for cushion pressure and cushion stroke time at hydraulic cushioning cylinder. In hydraulic cushioning cylinder, an inertia exaggerates a kinetic energy at a reciprocation that collide with an end of stroke and generate a destructive shock, noise and vibration within the structural and operating member of machine or equipment. In order to reduce which cause to undesirable noise, vibration and fatigue in hydraulic control system, it is indispensable measure a cushion parameters at cushion region of hydraulic cushioning cylinder. A cushioning device is applied to absorb high impact energy and to decelerate a fast travelling object, too. At an experimental results, it turns out that cushion pressure is mainly a function of the external load and cylinder input flowrate rather than the supply pressure.

Keywords : Hydraulic cushioning cylinder(유압 쿠션실린더), Hydraulic control system(유압 제어 시스템), Cushion peak pressure(쿠션 최대 압력), Cushion device(쿠션장치)

- 기호설명 -

Q : 실린더로 유입/유출되는 유량 (l/min)

C_d : 서보밸브 오리피스 유량계수

- A : 단면적(cm²)
- P_s : 시스템 공급압력(kg/cm²)
- P₁ : 부하부 실린더 헤드측 내부압력(kg/cm²)
- P₂ : 부하부 실린더 로드측 내부압력(kg/cm²)
- ρ : 유압작동유의 밀도(kg/cm³)
- X_L : 부하부 실린더의 변위(cm)
- C_{ip} : 실린더 내부 누설계수
- C_{op} : 실린더 외부 누설계수
- V : 부하부 실린더의 헤드측 작동유 체적(cm³)
- K : 유압작동유 체적탄성계수(kg/cm²)
- M_s : 스프링 질량(kg-sec²/cm)
- B_f : 감쇠계수(kg-sec/cm)
- K_f : 스프링 상수(kg/cm)

1. 서론

유압실린더는 자동차, 건설기계, 군장비, 농기계 등 여러 분야에서 응용되고 있으며, 유압 직선운동 시스템의 가장 대표적인 유압 핵심 기기이다.

현재 유압제어시스템은 점차 고압화, 고속 응답성, 고정밀도가 요구되고 있으나, 산업분야에서 많이 사용되고 있는 유압실린더는 이러한 정확한 제어가 어려운 단점이 있다. 특히 유압실린더는 로드의 질량 및 외부하중 등의 영향으로 왕복 운동시 관성력에 의해 운동에너지가 과대하게 발생하게 되고 이것이 행정끝단에 기계적으로 충돌하면 큰 충격이 발생하여 실린더 헤드 및 엔드캡(end cap)의 파손 등을 야기 시킬 수 있다. 이러한 이유로 유압 실린더내부에 댐핑 효과를 주는 쿠션장치(cushion device)를 내장시킴으로써 외부하중, 공급압력, 고속구동에 의한 충격력 및 진동을 감소시켜 시스템의 신뢰성 및 제어성의 향상에 기여하고 있다. 지금까지의 쿠션장치에 대한 연구는 다양한 형태의 쿠션기구가 특허화, 상품화되어 사용되고 있다. 미국의 Parker사에서는 계단형(steppeped type)쿠션슬리브

를, Hydro-Line에서는 플로팅(floating type)쿠션슬리브를, 이외에도 다중오리피스형(multiple orifice type), 테이퍼형(tapered type) 및 역포물선형(invert parabola type) 그리고 직선형(straight type)등을 상용화하여 생산하고 있는 실정이다. 그 외에도 쿠션내장형 실린더를 사용한 서보제어시스템에 대한 연구 등 여러분야에서 연구가 이루어지고 있다.^{[1][2][3][4][5][6]}

본 연구에서는 건설 중장비에 사용되는 유압실린더의 테이퍼형 쿠션장치의 성능에 대하여 실험적으로 고찰하였으며, 쿠션성능에 영향을 미치는 인자를 검토하기 위하여 외부하중, 공급유량 및 공급압력을 변화시키면서 쿠션특성에 관하여 고찰하였다. 그 결과 쿠션성능특성인 쿠션 최대압력과 쿠션행정시간의 함수는 공급유량, 외부하중 및 쿠션 슬리브 길이이며, 공급압력에는 무관함을 알 수 있었다.

2. 이론해석

일반적으로 유압시스템의 해석을 위하여 다음과 같은 조건을 가정한다.

(1) 유압펌프의 공급압력 P_s는 일정하고 송출압력 P_a는 0(zero)이다.

(2) 실린더 각 실(chamber)내의 압력분포는 균일하다.

(3) 공동현상은 발생하지 않는다.

그림 1은 쿠션장치가 내장된 유압쿠션실린더의 개략도를 나타낸 것이다.

서어보 밸브 각 포트에서 실린더로 유입되는 유량 Q_a, Q_c 및 실린더에서 서어보 밸브를 통해 탱크로 유출되는 유량 Q_b, Q_d는 다음의 유량방정식으로 표현된다.

$$Q_a = C_d \cdot A_1 \sqrt{\frac{2(P_s - P_1)}{\rho}} \quad (1)$$

$$Q_b = C_d \cdot A_1 \sqrt{\frac{2(P_1)}{\rho}} \quad (2)$$

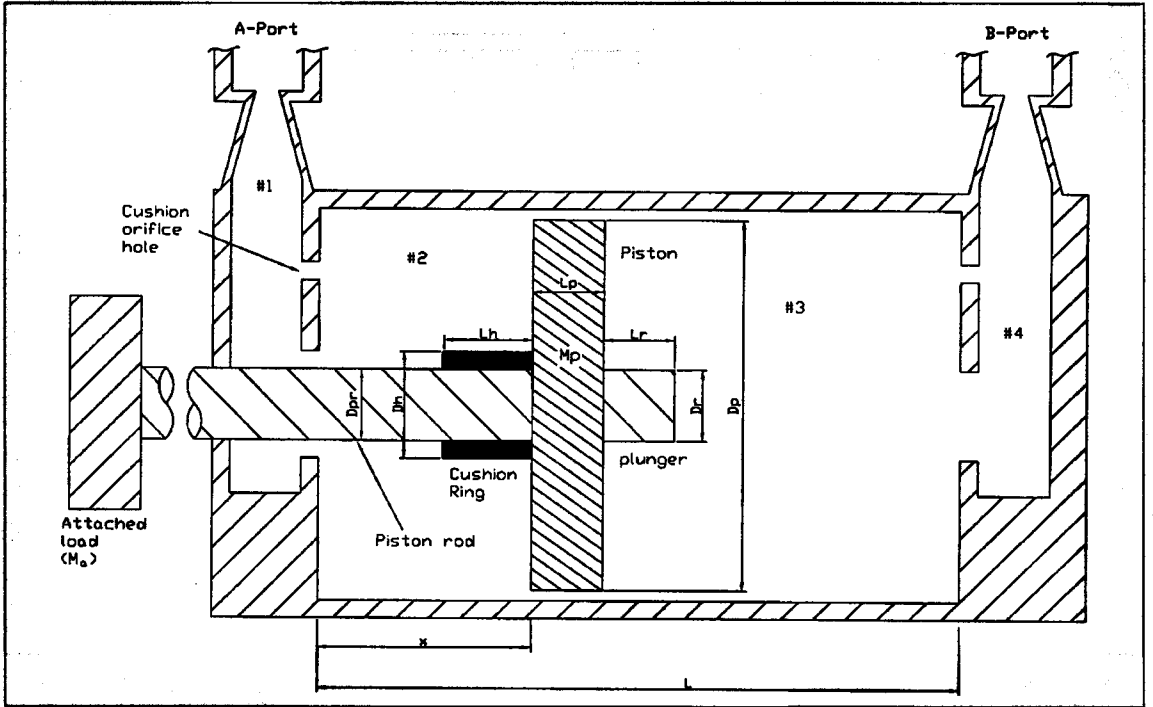


그림 1. 유압 쿠션실린더의 모델

$$Q_c = C_d \cdot A_2 \sqrt{\frac{2(P_s - P_2)}{\rho}} \quad (3)$$

$$Q_d = C_d \cdot A_2 \sqrt{\frac{2(P_2)}{\rho}} \quad (4)$$

또 밸브와 실린더 사이의 유량은 다음의 연속 방정식을 만족한다.

$$Q_1 = Q_a - Q_b \quad (5)$$

$$Q_2 = Q_d - Q_c \quad (6)$$

유압실린더 각 실에서의 압력 분포는 균일하고 공동현상은 없으며 작동유체의 온도 및 밀도가 일정하므로 누설과 압축성을 고려하면 실린더의 각 실의 연속방정식은 식(7)과 (8)과 같다.

$$Q_1 + A_1 \cdot \left(\frac{dx}{dt}\right)_1 - C_{\psi}(P_1 - P_2) - C_{\phi}P_1 = \frac{V_1}{K} P_1 \quad (7)$$

$$-Q_2 - A_1 \cdot \left(\frac{dx}{dt}\right)_1 + C_{\psi}(P_1 - P_2) - C_{\phi}P_2 = \frac{V_1}{K} P_2 \quad (8)$$

여기서,

$$V_1 = V_{1o} - A_1 X_L$$

$$V_2 = V_{2o} - A_2 X_L$$

이다.

여기서 V_1 은 밸브와 실린더의 연결체의 체적을 포함한 실린더의 전체체적을 나타낸다.

또한 질량부하의 운동을 고려한 실린더의 운동방정식은 다음과 같다.

$$M_f \frac{d^2x}{dt^2} + B_f \frac{dx}{dt} + K_f x = A_f (P_1 - P_2) \quad (9)$$

식 (9)에서 K_f 는 쿨롱마찰(coulomb friction)과 정마찰(static friction)의 합을 나타낸 것이다.

3. 실험

3.1 실험장치

그림 2는 본 연구에 사용된 실험장치의 개략도를 나타낸 것이다. 실험장치는 크게 유압 발생 및 제어시스템, 테스트부(test part), 센싱부

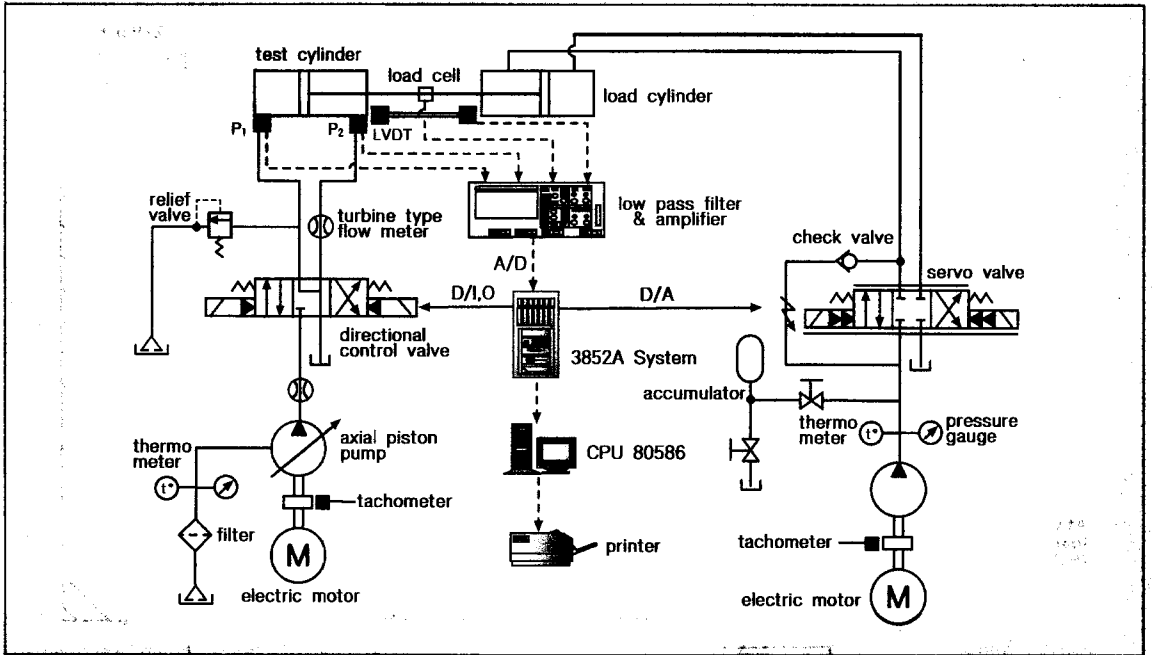


그림 2. 실험장치 개략도

(sensing part) 및 데이터 처리부로 나누어지며, 유압 테스트부는 실린더를 수평으로 취부하도록 설계, 제작하였으며, 테스트 실린더의 부하부에 로드셀(load cell)을 부착하고 부하 실린더를 연결하여 부하를 제어하도록 하였다. 테스트 실린더의 유압작동유는 150HP 전동기에 부착된 유압 펌프와 압력 조절밸브, 방향제어밸브를 통하여 실린더에 전달되며, 부하 실린더는 서어보 밸브의 유량을 제어함으로써 부하를 가변시킬 수 있도록 하였다. 테스트 실린더의 외부에 마그네틱형 위치, 속도센서(LVDT) 및 인장, 압축겸용 부하감지 센서(load cell)를 설치하였으며, 테스트 실린더의 쿠션부위에 스트레인게이지형 압력

센서를 설치하여 실린더 쿠션압력을 측정하였다. 또한 작동유의 온도는 pt100Ω 온도센서로 측정하였으며, 터빈형 유량계를 사용하여 펌프의 평균 송출유량을 계측하였다. 측정된 모든 데이터는 다이내믹 앰프 및 100kHz A/D변환기를 거쳐 개인용 컴퓨터(CPU 80586)에 입력되도록 구성하였으며, 이때 데이터 샘플링 개수는 초당 약 200으로 하였다.

3.2 실험방법

본 연구에서는 실린더 쿠션영역의 동적거동 특성인 압력, 속도 등의 인자가 어떠한 요소에

표 1. 유압쿠션실린더 사양

유압실린더			쿠션 장치				
피스톤 직경(mm)	피스톤 로드 직경(mm)	행정(Stroke) (mm)	쿠션링 현상	쿠션 플런저 형상	쿠션링(mm)	쿠션플런저 (mm)	오리피스 직경(mm)
φ150	φ95	140	테이퍼 및 Floating 형	테이퍼 및 Floating 형	φ111×60	φ25×45	φ2.3

지배적인 영향을 받고 있는가에 초점을 두고 실험을 수행하였다. 본 연구대상인 유압실린더의 사양은 표 1과 같으며, 쿠션영역의 지배인자의 분명한 판단을 위해 무부하조건과 부하조건에서 각각 실험을 수행하였다.

먼저 무부하조건에서는 테스트 실린더를 부하 실린더와 분리시킨후 공급압력을 380kg/cm²으로 일정하게 유지한 후, 공급유량을 150, 300, 450, 600, 750 l/min로 변화시키면서, 쿠션 피이크 압력의 변화와 쿠션 작용시 피스톤 속도의 감속등을 알아보았으며, 또 공급유량을 600 l/min로 일정하게 유지한 후, 공급압력을 300, 350kg/cm²으로 변화시키면서 실험을 수행하여 압력을 일정하게 유지하였을때와 비교분석을 통하여 쿠션 피이크압력과 속도의 변화를 비교하였다. 부하조건에서는 테스트 실린더를 부하실린더와 연결시킨후 공급압력을 380kg/cm²으로 일정하게 유지한 후 공급유량을 300, 450 l/min 각각에 대하여 외부하중을 34, 51, 61, 65±2ton으로 변화시키면서 쿠션 피이크 압력의 변화에 대해 검토하였다.

각각의 실험조건 및 실험결과는 표 2에 도시하였다.

4. 실험결과 및 고찰

본 실험에서는 무부하조건과 부하조건에서 각각 쿠션 피이크 압력의 변화와 쿠션 작용시 피스톤 속도의 감속 등을 알아보았으며, 또 공급유량을 600 l/min로 일정하게 유지한 후 공급압력을 300, 350, 380kg/cm²로 변화시켰을때와 압력 380kg/cm²으로 일정하게 유지하고 공급유량을 150, 300, 450, 600, 750 l/min로 변화시켰을때의 비교분석을 통하여 쿠션 피이크압력에 영향을 미치는 인자에 대해 검토하였다. 부하조건에서는 공급압력을 380kg/cm²으로 일정하게 유지한후 공급유량을 300, 450 l/min의 두가지 경우에 대해 외부하중을 변화시키면서 쿠션 피이크 압력의 변화에 대해 검토하였다. 그림 3은 테스트 실린더의 헤드측에 공급압력 380kg/cm², 공급유량 450 l/min을 가한후, 부하 실린더의 부하하중을

표 2. 유압쿠션실린더의 실험조건 및 실험결과

구 분	공급압력 (kg/cm ²)	공급유량 (l/min)	외부하중(ton)	쿠션 피이크 압력(kg/cm ²)	쿠션 스트로크 시간(sec)
무부하실험	300	600	0	530	0.35
	350	600	0	530	0.35
	380	150	0	230	0.64
		300	0	410	0.46
		450	0	460	0.4
		600	0	540	0.35
		750	0	590	0.3
부하실험	380	300	34±2	470	0.4
			51±2	400	0.4
			61±2	280	0.4
		450	65±2	100	0.4
			34±2	560	0.3
			51±2	530	0.3
			61±2	320	0.3
			65±2	130	0.3

무부하조건으로 맞추고 쿠션 성능 시험을 실시한 결과 그래프이다.

그래프에서 횡축은 실험시간을 나타내고, 종축은 각각 공급압력, 공급유량, 피스톤의 변위, 속도를 나타낸다. 실험결과에서 쿠션압력이 약 460kg/cm^2 로 매우 높게 상승하고 있음을 알 수 있다. 또한 표 2에서 보는 바와 같이 쿠션 스트로크 시간은 0.4sec로 공급유량이 150 l/min 보다 약 0.24sec 짧아졌다. 이처럼 쿠션압력이 높게 상승할수록 쿠션 스트로크 시간은 짧아지는 것을 알 수 있다. 또한 표 2 및 그림 6에서 보는바와 같이 동일한 공급유량 600 l/min 에서 공급압력을 $300, 350, 380\text{kg/cm}^2$ 로 변화시켰을 때 쿠션압력은 약 $530\sim 540\text{kg/cm}^2$ 로 거의 변화가 없었다. 이것은 쿠션압력이 공급압력보다는 공급유량에 더 지배적인 영향을 받고 있음을 알 수 있다.

그림 4는 테스트 실린더의 공급압력을 380kg/cm^2 , 공급유량을 450 l/min 로 유지한 후, 65ton의 외부 부하를 가했을 때의 결과를 나타낸

것이다. 위의 표 2 및 그림 7에서 보는바와 같이 동일한 유량조건에서 외부하중이 클수록 쿠션압력은 감소하였으며, 동일한 외부하중에서는 유량이 증가할수록 쿠션압력은 증가하였다. 동일한 압력과 유량조건이라 하더라도 가해지는 외부 부하조건에 따라 쿠션압력이 매우 큰 차이를 보이고 있음을 알 수 있다. 또한 동일한 유량에서는 무부하조건보다는 어느 정도의 외부하중이 가해졌을 때 더 높은 쿠션압력이 발생하는 것을 알 수 있었다. 그 이유는 피스톤 로드 의 운동에너지는 외부하중의 변화가 큰 영향을 미치기 때문인 것으로 생각된다.

그림 5~그림 6은 무부하 조건에서 유량과 압력을 각각 변화 시키면서 측정된 쿠션압력을 비교한 결과 그래프이다. 그리고 그림 7은 공급압력 380kg/cm^2 , 공급유량 450 l/min 로 일정하게 유지한 후 외부하중을 변화시키면서 쿠션압력의 변화를 측정된 결과를 나타낸 그래프이다.

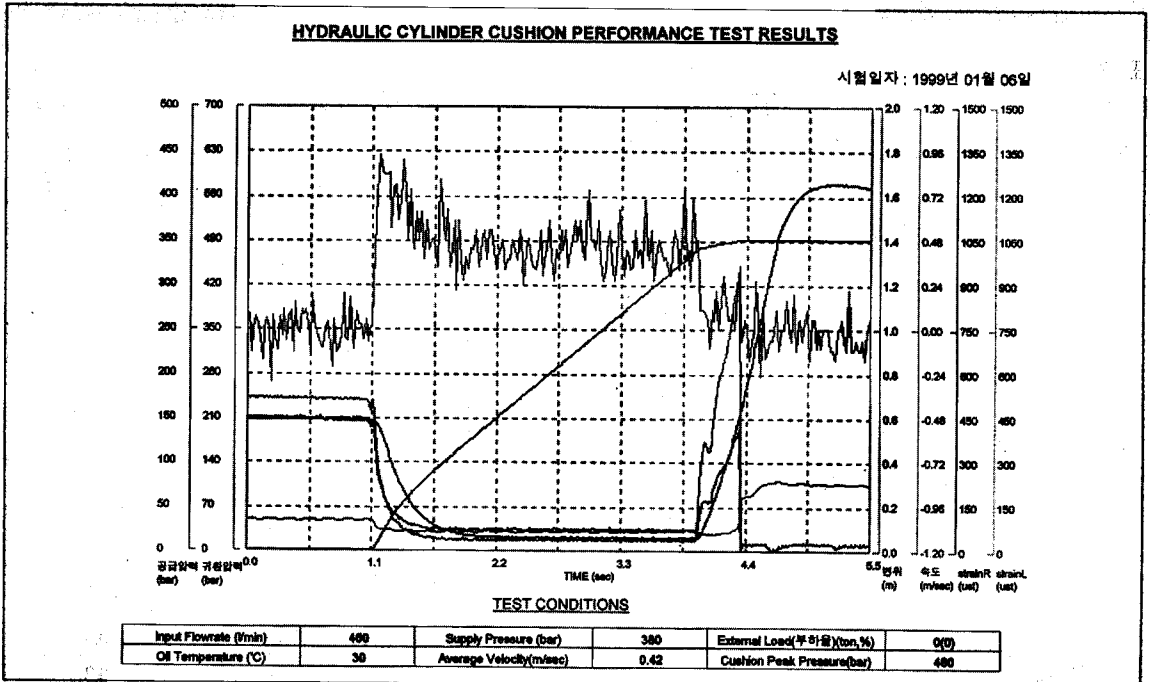


그림 3. 종합성능 특성실험 결과 그래프($P_s = 380\text{kg/cm}^2$, $Q = 450\text{ l/min}$, $F = 0\text{ton}$)

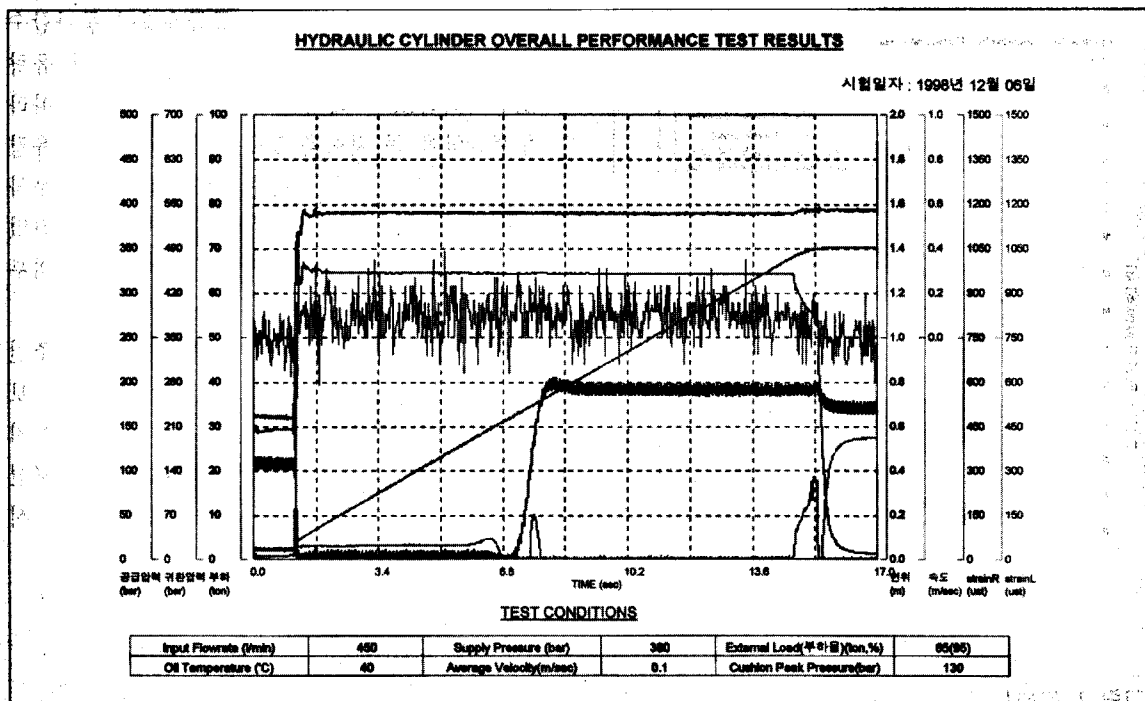


그림 4. 종합성능 특성실험 결과 그래프($P_s = 380\text{kg/cm}^2$, $Q = 450\text{ l / min}$, $F = 65\text{ton}$)

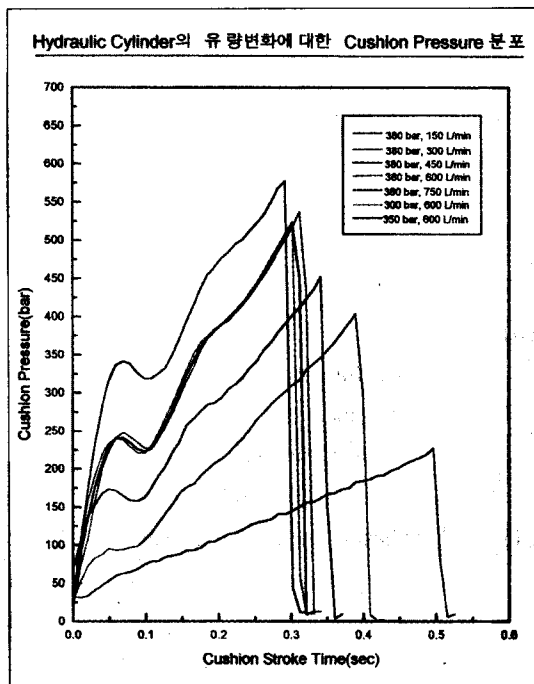


그림 5. 무부하시 공급유량에 따른 쿠션압력변화 그래프

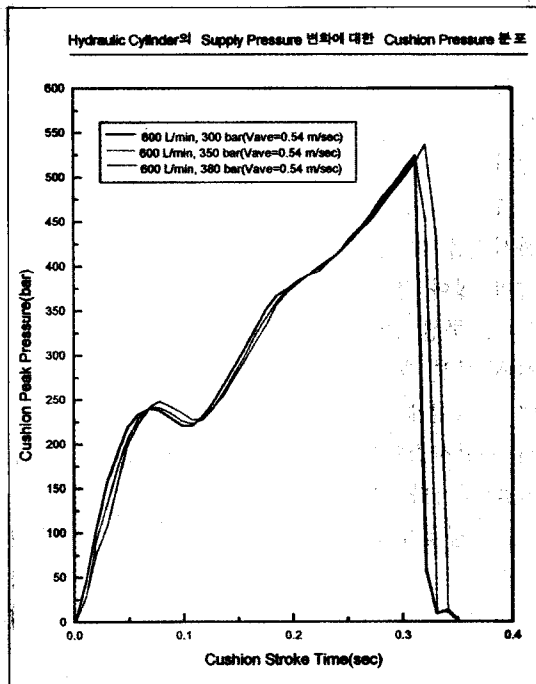


그림 6. 무부하시 공급압력에 따른 쿠션압력변화 그래프

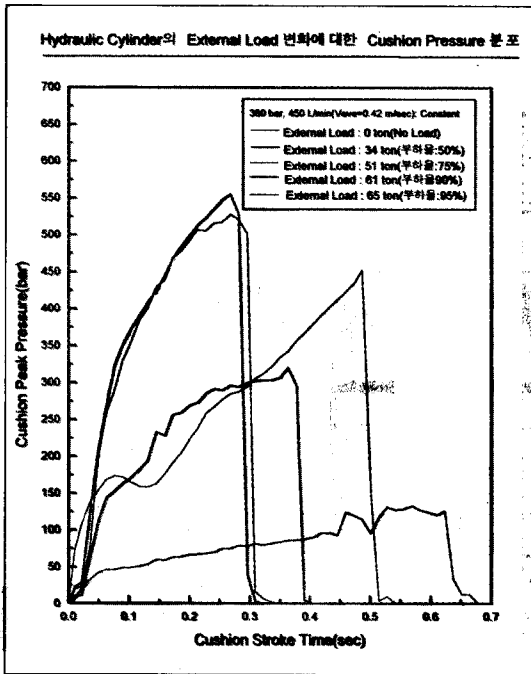


그림 7. 부하시 외부하중에 따른 쿠션압력변화 그래프

5. 결론

본 실험에서 수평으로 설치된 쿠션실린더의 특성실험을 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 공급압력을 일정하게 두고 공급유량을 변화시켰을 때 쿠션영역의 특성을 실험한 결과, 유량이 많아 질수록 쿠션압력은 급격히 상승하였으며, 쿠션 스트로크 시간은 감소하였다. 설계시에 쿠션 효과와 쿠션 스트로크 시간을 분석하여 최적설계영역 범위를 결정한 후 사용함으로써 유압시스템의 신뢰성 및 성능을 향상시킬 수 있을 것이다.

(2) 공급유량을 일정하게 하고 공급압력을 변화시켰을 때 쿠션압력은 거의 변화가 없었다. 이것은 쿠션 압력이 공급압력보다는 공급유량에 더 지배적인 영향을 받고 있음을 알 수 있다.

(3) 공급유량 및 공급압력을 일정하게 한 후, 외부하중을 증가시킬수록 쿠션압력은 감소하였

으며, 동일한 부하하중에서 공급유량이 증가할수록 쿠션압력은 증가하였다. 동일한 압력과 유량 조건이더라도 가해지는 외부 부하조건에 따라 쿠션압력이 큰 차이를 보였다. 또한 동일한 유량에서는 무부하조건 보다는 어느 정도의 외부하중이 가해졌을 때 더 높은 쿠션압력이 발생하였다. 그 이유는 피스톤 로드와 운동에너지는 외부하중의 변화가 큰 영향을 미칠 수 있다.

(4) 쿠션영역의 스트로크 시간은 무부하조건에서 공급유량의 변화에 따라 약간의 차이를 보였으나 외부 하중에 따라서는 큰 차이를 보이지 않았다. 그 이유는 전체 실린더 행정중에 쿠션슬리브가 차지하는 행정인 쿠션길이 만큼의 시간으로 일정하기 때문으로 생각된다.

참 고 문 헌

- [1] J.L.Shearer, "Digital Simulation of a Coulomb-Damped Hydraulic Servosystem", J.of Dynamic Systems, Measurement and Control, Trans. ASME, Vol. 105, pp. 215-221, June 1983.
- [2] J.M.finney, A.de pennington, and G.S.Gill, "A pole Assignment controller for an Electro-hydraulic Cylinder Drives", J.of Dynamic Systems, Meas. and Contr., Vol. 107, pp. 145-150, June 1985.
- [3] E.Urata, "Ramp Response of a Servomechanism under Various Load conditions including the case of a Non-symmetrical Cylinders", Trans. JSME, Vol. 36, No. 282, p. 229, Feb, 1970.
- [4] K.Takahashi and Y.Takahashi, "Dynamic Characteristics of a Spoolvalve-controlled servomotor with a Non-symmetrical Cylinder", Bulletin of JSME, Vol. 23, No. 181, pp. 1155-1162, July 1980.
- [5] H.A.Martin and D.McCloy, "Pressure

Transients Generated during the Rapid Braking of Asymmetric Actuators", J. of MES, Vol. 21, No. 2, pp. 93-103, 1979.

- [6] J.Watton, "The Generalized Response of Servovalve-controlled, Single-Rod, Linear

Actuators and the Influence of Transmission Line Dynamics", ASME Trans. J. of Dynamics Sys., Meas. and Contr., Vol. 106, pp. 157-162, June 1984.