

비선형 공기압시스템 특성연구

A Study on Nonlinear Pneumatic System Characteristics

박재범*, 김동수**, 김형의**, 염만오***

- * 경남대 대학원 기계공학과
- ** 한국기계연구원 기계부품연구부
- *** 경남대 기계공학과

<Abstracts>

The pneumatic systems are widely applied to chemical factory of fire dangry and factory automation. By using compressed air, it is difficult to dynamics action analysis that the pneumatics system acts to nonlinear motion through orifices and valve flow.

This paper was studied to a nonlinear chararistics of pneumaic spring, damper and absorber of pneumaic cushion cylinder.

Keywords : Pneumatic Cushion Cylinder($\phi 80 \times 500^L$), Solenoid Valve,

1. 서론

공압시스템은 공장자동화 및 화재의 위험성이 높은 화학공장 등에 널리 이용되고 있다.

그러나 압축공기를 이용하는 공압시스템은 기계적인 시스템에서는 선형을 이루고 있지만 오리피스 및 밸브를 통과하는 압축공기의 동적거동은 비선형적으로 거동하므로 해석적인 측면에서는 난해한 점이 많다¹⁾.

Anderson(1967), Cavanugh(1976), Bachrach, Rivin(1983) 등은 오픈시스템을 선형으로 오리피스와 밸브를 연구하여 왔으며, 공압요소와 시스템에 대한 선형 모델로써 실험 및 시뮬레이션하였다.

이러한 공압시스템은 수학적으로 선형모델이 거의 불가능하므로 비선형모델로 Hundal(1982)은 수치적 분기술을 도입하여 공압Absorber를 해석하였다.

또한 Wang(1984)은 쿠션의 형태와 양동실린더의 충격흡수 등을 주파수응답과 감쇠비로 시뮬레이션 하였으며, 그 이후 시뮬레이션과 실험으로 그 결과를 입증하였다. 이와같이 공압시스템의 해석은 지배방정식의 도입하여 수치적분으로 묘사시킴에 따라 Quasi-선형모델로부터 얻어진 결과를 비교함으로써 주파수응답에 근사적인 해석해를 조화균형과 근사방법을 이용하여 왔다.

본연구에서는 공기압 쿠션실린더를 이용하여 비선형 공기압시스템의 Meter-In회로와 Meter-Out회로의 특성 및 쿠션영역에서 쿠션특성을 실험으로 비교 검토하였으며, 공기스프링, 감쇠기와 자동차의 Absorber 등의 기초자료가 되리라 사료된다.

2. 본론

공기압의 기초방정식은 비선형이다¹⁻⁸⁾. 노즐방정식, 상태방정식 등이 비선형의 방정식으로 포함하고 있으며, 공기압 감쇠와 스프링은 체적과 압력의 영향이

크므로 큰 퍼센트오차를 갖고 있다.

이와같이 실제 거동이 선형이 아닌 비선형거동으로 비선형방정식을 이용하여 여러 가정과 근사방법으로 비선형방정식을 선형화하여 왔다. 이러한 공기압시스템의 특성은 비선형 스프링진동과 오리피스챔버의 감쇠특성을 고려되어야 한다¹⁻³⁾.

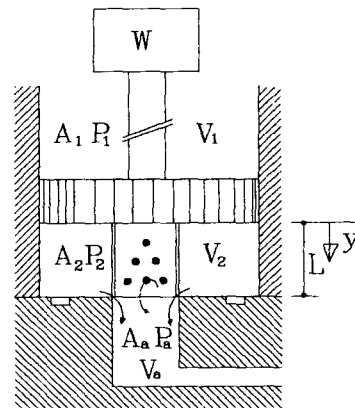


Fig.1 Cushion Room of Pneumatic Cylinder

2.1 실린더의 쿠션실에서 공기스프링 특성

공기스프링의 동적거동은 고립된 진동을 한다. 이러한 진동은 공기 스프링비에 관계되며, 진동 시, 에너지를 흡수한다. 공기스프링의 거동 평가방법은 시간의 평가로써 결정한다¹⁻³⁾. Fig.1에서 스트로크가 평형위치에서 u 의 속도로 운동을 한다면 쿠션부의 운동방정식은 공압실린더의 끝단에서 일어나는 공기스프링과 오리피스에 의해 감쇠기능을 가지게 된다¹⁻⁸⁾. Fig.1의 자유도로부터 운동방정식은 식(1)과 같다.

$$M_2 \frac{d^2 y}{dt^2} = P_1 A_1 - P_2 A_2 + W \quad \text{----- (1)}$$

폴리트로픽 기체상수 n 라 가정하면, 압력과 체적관계식은 식(2)와 같다.

$$P_2 V_2^n = P_{20} V_{20}^n \quad \text{----- (2)}$$

$$P_2 = P_{20} \left(\frac{V_{20}}{V_2} \right)^n \quad \text{----- (3)}$$

여기서, V_{20} 은 $y=0$ 에서 질량평형점을 의미한다. 따라서 $P_{20} A_2 = P_1 A_1 + W$ 에서 P_{20} 은 식(4)와 같다.

$$P_{20} = P_1 \left(\frac{A_1}{A_2} \right) + \frac{W}{A_2} \quad \text{----- (4)}$$

쿠션실에서 슬리브길이 L 가 y 만큼 압축되었다면, 식(1)에서 식(5)와 같이 된다.

$$M_2 \frac{d^2 y}{dt^2} = P_1 A_1 - P_{20} \left(\frac{V_{20}}{V_2} \right)^n A_2 + W$$

$$\frac{d^2}{dt^2} \left(\frac{y}{L} \right) = \frac{1}{M_2} (P_1 A_1 + W) \left[1 - \left(\frac{y}{L} \right)^n \right] \quad \text{--- (5)}$$

식(5)에서 공기스프링비 k_p 는 식(6)과 같다.

$$k_p = \frac{1}{M_2} (P_1 A_1 + W) \quad \text{----- (6)}$$

단위스트로크 ($\eta = \frac{y}{L}$), 무차원시간 ($\tau = \omega_n t$) 이라고 하면, 식(5), (6)은 식(7)과 같다.

$$\frac{d^2 \eta}{dt^2} = k_p (1 - \eta^n)$$

$$\frac{d^2 \eta}{dt^2} = \frac{k_p}{\omega_n} (1 - \eta^n) \quad \text{----- (7)}$$

식(7)을 적분하면 스트로크에 대한 속도관계식은 식(8)이 된다.

$$\frac{d\eta}{dt} = \frac{k_p}{\omega_n} (1 - \eta^n) \tau + C_1 \quad \text{----- (8)}$$

식(8)에서 초기속도로부터 유히하는 질량을 가지는 데 요구된 스트로크량을 보여준다.

2.2 실린더의 쿠션실에서 공기 감쇠특성

공기감쇠는 압력 P_1 과 P_2 의 힘에 의해 오리피스 를 통해 소기되는 부하유량방정식에 의존한다.

이러한 이유는 평균압력 강하가 오리피스를 통해 영이 되므로 감쇠요소는 진폭과 진동수의 결과로 나타난다. 공기압실린더 쿠션실의 쿠션감쇠에 대한 부하 유량방정식은 식(9)와 같다.

$$M_{2a} = A_{2a} \sqrt{P_2 \frac{2gP}{RT}} \quad \text{----- (9)}$$

여기서, 선형방정식은 식(10)과 같다.

$$M_{2a} = \frac{\partial M_{2a}}{\partial P_2} P_2 \quad \text{----- (10)}$$

식(10)을 0에서 ΔP 까지 적분하면, $\frac{\partial M_{2a}}{\partial P_2}$ 는 식(11)과

같다.

$$\frac{\partial M_{2a}}{\partial P_2} = A_{2a} \sqrt{\frac{2gP}{RT}} \frac{\int \sqrt{P_2} dt}{\int P_2 dt} \quad \text{----- (11)}$$

식(11)에서 시간에 대한 P_2 의 진동을 가정할 수 있으며, $P_2 = \Delta P \cos t$ 는 $0 \leq t \leq \frac{\pi}{2}$ 적분으로 식(12)와 같다.

$$\frac{\sqrt{\Delta P} \int_0^{\frac{\pi}{2}} \sqrt{\cos t} dt}{\Delta P \int_0^{\frac{\pi}{2}} \cos t dt} = \frac{1.198}{\sqrt{\Delta P}} \quad \text{----- (12)}$$

또한 M_{2a} 에 대한 선형화방정식은 식(13)이 된다.

$$M_{2a} = 1.198 A_{2a} \frac{P_2}{\sqrt{\Delta P}} \sqrt{\frac{2gP}{RT}} \quad \text{----- (13)}$$

Anderson에 의해 전개된 오리피스 유량방정식의 운동방정식은 식(12)를 대입하면, 식(14)와 같다.

$$\begin{aligned} & \left[1.198 \frac{\sqrt{2gPA_{2a}}}{V_2} \sqrt{\frac{P}{\Delta P}} + \frac{s}{n} \right] P_2 \\ & = -\frac{PA_2}{V_2} s y \quad \text{----- (14)} \end{aligned}$$

식(14)에서 무차원화는 $V_2 = A_2 L$, $\frac{P_2}{P} = \sigma$,

$\frac{y}{L} = \eta$ 이라고 하면, 식(15)와 같이 무차원화 된다.

$$\left[1.198 \frac{\sqrt{2gPA_{2a}}}{V_2} \sqrt{\frac{P}{\Delta P}} + \frac{s}{n} \right] \sigma = -s \eta \quad \text{--- (15)}$$

조화운동에서 압력응답을 구하기 위해 $\sigma = \sigma_0 \cos \omega t$ 와 $\eta = \eta_0 \cos(\omega_0 t + \phi)$ 는 P_2 의 최대값이 ΔP 라고 가정하고, 무차원 압력 $\sigma_0 = \frac{\Delta P}{P}$ 로 표현하면, 식(15)는 식(16)과 같이 된다.

$$\begin{aligned} & \left[1.198 \frac{\sqrt{2gRTA_{2a}}}{V_2 \sqrt{\sigma_0}} \sigma_0 \cos \omega t - \omega \sigma_0 \sin \omega t \right. \\ & \left. = \omega \eta_0 (\cos \phi \sin \omega t + \sin \phi \cos \omega t) \quad \text{--- (16)} \right. \end{aligned}$$

σ_0 와 ϕ 에 대한 결과방정식은 식(17)과 같다.

$$1.198 \frac{\sqrt{2gRTA_{2a}}}{V_2} \sqrt{\sigma_0} = \omega \eta_0 \sin \phi$$

따라서, $-\frac{\sigma_0}{n} = \eta_0 \cos \phi$ ----- (17)

식(17)을 시정수 τ 로 정리하면, 식(18)과 같다.

$$\tau = \frac{V}{1.198 \sqrt{2gRTA_{2a}}} \sqrt{\frac{\eta_0}{n}} \quad \text{----- (18)}$$

식(17)은 식(19)와 같이 정리된다.

$$\cos \phi = -\frac{\sigma_0}{n \eta_0}$$

$$\sin \phi = \frac{1}{w\tau} \sqrt{\frac{\sigma_0}{n\eta_0}} \text{----- (19)}$$

식(19)는 감쇠의 진행을 평가하는데 흥미있는 식이 되며, 공기압쿠션실린더의 쿠션실에서 공압스프링의 압력크기는 식(20)과 같이 주어진다.

$$(1 + \sigma_0) = \frac{1}{(1 + \eta_0)^n} \approx 1 - \eta_0 n \text{----- (20)}$$

무차원 압력과 변위에서 $\sigma_0 = -n\eta_0$ 이라면, 식(18)은 식(21)과 같이 주어진다.

$$\tau = \frac{V_2}{1.198n\sqrt{2gRTA_{2a}}} \sqrt{\frac{\Delta P}{P}} \text{----- (21)}$$

여기서, w 는 동기주파수를 의미하며 w_n 는 기계적 시스템에서 비점성 고유진동수를 의미한다.

3. 실험 및 방법

3.1 실험장치구성

본 연구에 사용되어진 실험장치는 Fig.3과 같다. Fig.3에서 압축공기의 공급압력을 조절하기 위해 압축공기 저장탱크의 출구측에 불순물제거 및 실린더의 공급압력 조절을 위해 *F.R.L Unit*를 장착하였다. 또한 수직실험대에 공압실린더 ($\phi 80 \times 500$ mm)를 장착하였으며, 부하하중을 가할 수 있는 대차를 제작하였다⁹⁾.

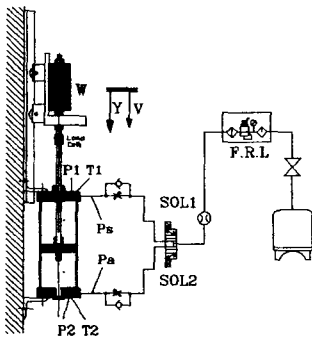


Fig.3 Experimental Mechanism of Pneumatics Cylinder

대차의 마찰부하를 극소화하기 위해 LM Guide를 설치하였으며, 피스톤, 로드, 대차등의 전체하중은 40Kg이다. 또한 압축공기의 물리적 특성을 조사하기 위해 각측정부위에 각각의 센서를 부착하였다.

(1) Meter-In 회로

실린더의 속도조절을 위해 사용되는 속도제어밸브는 체크밸브와 드로틀밸브로 구성되어 있다. 체크밸브는 일반적으로 강구와 스프링으로 구성되어 있으며, 유체의 흐름을 한쪽방향으로 유도하도록 되어 있다. 본실험장치에서는 Fig.4와 같이 실린더헤

드부로 일정한 유량을 공급하기 위해 실린더헤드부의 일정하게 유지시키기 위해 체크밸브의 강구로 유입되는 유량을 차단시켰고, 실린더엔드부의 유출되는 유량을 대기압으로 하였다. 수직실린더의 부하하중은 챔버2의 압력의 힘으로 피스톤을 전진시켜 실린더가 완전한 정지상태가 되면, SOL1을 작동시켜 챔버1로 공급유량을 공급시켰다.

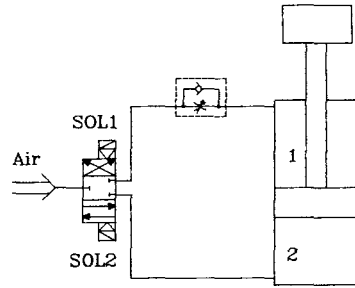


Fig.4 Meter-In Circuit
(2) Meter-Out회로

실린더의 속도조절을 위해 사용되는 속도제어밸브는 상기의 Meter-In회로 같은 밸브이며, 실린더엔드부의 속도제어밸브의 체크밸브방향이 상기의 회로와 같이 구성되어 실린더엔드부에 Fig.5와 같이 속도조절밸브를 장착하였다.

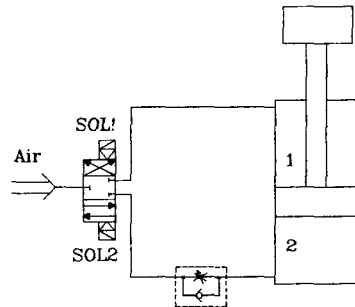


Fig.5 Meter-Out Circuit

Fig.5에서 실린더헤드부로 일정한 유량을 공급하기 위해 체크밸브의 강구로 유입되는 유량을 차단시켰다. 실험방법은 Meter-In회로와 같이 부하하중을 챔버2의 압력의 힘으로 피스톤을 전진시킨 후, 실린더가 완전한 정지상태가 되었을 때, SOL1을 작동시켜 챔버1로 공급유량을 공급시켰다.

(3) 쿠션슬리브

리어부의 쿠션슬리브는 직경($\phi 0.3$)의 오리피스를 Fig.1과 같이 12개의 균일분포형태로 가공하였으며, 슬리브($\phi 30 \times 27$)를 피스톤에 장착하였다. 그형상은 Fig.6과 같다

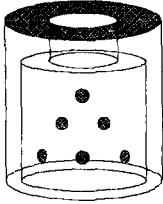


Fig.6 Cushion Slive Type

3.2 실험방법

레귤레이터의 압력($6\text{ kg}_f/\text{cm}^2$)로 조절한 후 부하 대차에 각각의 하중을 대차에 고정한다. 14개 채널과 연결된 A/D변환기를 이용하여 각센서와 인터페이스시켰으며, 실험장치 사양은 Table 1과 같다. 본 연구의 실험프로그램 언어는 C++로 구성하였으며, 솔레노이드밸브의 구동방법은 DO포트 4채널을 On, Off 제어방식으로 릴레이(SSR) 점접시켰다. 실시간 데이터저장을 위해 컴퓨터 키보드의 실행버튼을 누리는 순간 A/D와 DO를 동작시켜 실린더 작동도록 프로그램화 하였다. 이 때 얻어진 데이터는 램에 저장한 후 출력토록 구성하였으며, 각 센서의 Calibration방법은 아래와 같이 하였다⁹⁾.

Table 1. 실험장치 사양

계측장비명		사 양
계측장비	압력센서	0. Range : 200-500Psi 0. Accuracy : $\pm 0.5\%$
	LVDT센서	0. Stroke : 600mm 0. Nonlinearity : 0.005% 0. Hysteresis : 0.02mm
	Load Cell	0. Capacity : 2000lbs 0. Hysteresis : 0.1%
	Temperature 센서	0. Thermo-couple K-Type
	유량계	0. Accuracy : $\pm 0.5\%$ 0. Output Voltage : 0-5V 0. Flow Range : 1800(l/min)
	증폭기	0. Frequency : 0.25% 0. Gain Range : 1000 0. Nonlinearity : $\pm 0.01\%$
공압시스템	공압실린더	0. $\varnothing 80 * 500^{\text{cf}}$
	속도조절밸브	0. 포트경 : 1/2인치
	전자밸브	0. Pressure Range : 1.5-9.9 kg_f/cm^2 0. Voltage : DC24V
제어 및 데이터 처리부	A/D변환기	0. 12bit, A/D : 16Ch, D/A : 2Ch 0. Sampling Rate : 100KHz
	컴퓨터	0. Vectra 486/66U

(1) 압력센서 Calibration방법

아날로그 압력계와 디지털압력계를 같은 장소에 체결한 후, 아날로그계이지의 압력값과 디지털계이지 압력값이 상호 일치하도록 조절하였다. 이상의 방법으로 압력센서와 증폭기를 거친 입력전압은 1

kg_f/cm^2 에 1볼트로 A/D변환기에 입력토록 증폭기의 게인을 조절하였다.

(2) 속도 및 변위 Calibration방법

속도 및 변위측정에 사용되는 LVDT는 피스톤 상단에 버니어캘리퍼스를 장착하여, 변위를 10mm씩 증가시켜 출력전압을 디지털오실로스코프로 측정하였으며, 50mm증가당 1볼트의 측정전압이 증가하였다.

(3) 부하센서 Calibration방법

로드셀에 정하중을 가할 수 있는 시편들을 각각 제작한 후, 아날로그 저울로 각시편의 하중값을 기록한다. 기록된 각하중의 시편들을 로드셀에 가하여 로드셀에서 출력되는 값들을 기록한다.

이상의 방법으로 Calibration된 각센서들을 Fig.3와 같은 측정부위에 설치하였으며, 실험장치의 사양은 Table 1과 같다.

4. 실험결과 및 고찰

Fig.7,8,9에서 공급압력($P_1=6\text{ kg}_f/\text{cm}^2$)일 때, 부하 40 kg_f , 70 kg_f , 100 kg_f 의 두회로 압력변화는 메타

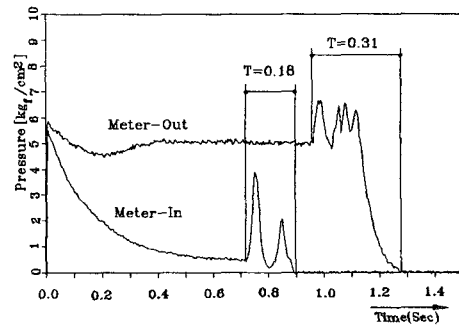


Fig.7 Experimental Results ($W=40\text{ kg}_f$)

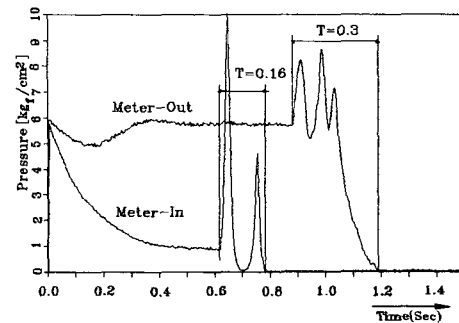


Fig.8 Experimental Results ($W=70\text{ kg}_f$)

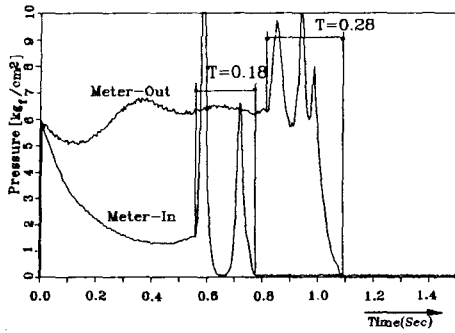


Fig.9 Experimental Results ($W=100kg_f$)

인회로가 메타아웃회로보다 변동압력이 심함을 알 수 있으며, 동일한 쿠션슬리브길이에서 쿠션시간이 짧음을 알 수 있다. 또한 오리피스를 통과하는 압력감쇠현상이 두회로에서 다름을 알 수 있다.

Fig.10,11은 메타인회로와 메타아웃회로의 동적거동을 나타낸다.

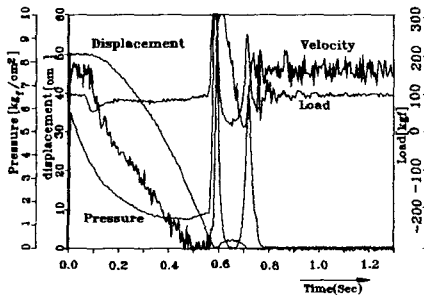


Fig.10 Experimental Results in Meter-In Circuit at $W=100kg_f$

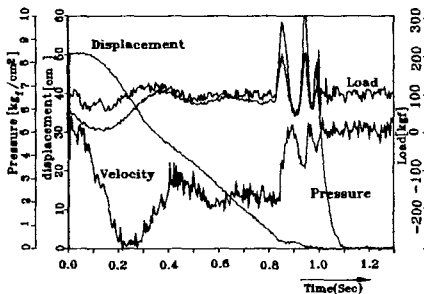


Fig.11 Experimental Results in Meter-Out Circuit at $W=100kg_f$

5.결론

본 연구는 공기압실린더를 이용하여 비선형 공기압시스템의 메타인회로와 메타아웃회로의 쿠션 특성에 관해 실험에 의해 비교한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 쿠션부의 쿠션지연이 메타인회로보다 메타아웃회로에서 시간지연이 길어짐을 알 수 있었다.
- (2) 동일한 쿠션슬리브길이라도 메타인회로와 메타아웃회로의 쿠션압력특성이 다름을 알 수 있었다.

따라서, 본연구에 의해 공기압구성회로중 쿠션의 특성연구는 메타인회로에서 성능의 비교가 타당하리라 사료된다.

*참고문헌

1. Blaine W.Andersen, "The Analysis and Design of Pneumatic Systems", chapter4~6
2. G.A.Parker, J.W. Bell; "An analysis of pneumatic cylinder cushioning", 4th International Fluid Power Symposium 1975, Paper E3
3. Y.T.Wang, R.SingH, H.C.YU and D.A.Guenther; "Shock-Absorbing Pneumatic Cylinder", Academic Press Inc.(London) Limit, 1984, Page:353-364.
4. Yurio KAWAKAMI, Hiori NOGUCHI, Sunao; "Some Consideration on the High-Speed Driving of Pneumatic Cylinders", J.Fluid Control, 1993, Page 318-325.
5. Tong Zhao, Hidetsugu Fujitani and Katsujiro Itoh; "Dynamic characteristics of pneumatic cylinder with variable orifices", J. Fluid Control, 1993 Page:569-575.
6. Toshiharu Kagawa and Masashi Shimizu, Yoshikazu Lshli; "Air Temperature Change of Pneumatic Cylinder with Meter-Out Control and Its Effect on the Velocity", FLUCOME'91 ASME 1991, Page 549-554.
7. M.S.Hundal; "Analysis of Performance of Pneumatic Impact Absorbers", Transaction of the ASME, April 1978, Vol 100.
8. 박재범, 김동수, 김형의, 염만오, "에너지 절약형 공기압제어시스템 특성해석", 한국정밀공학회 '95년도 추계학술대회논문집, 1995, pp635~641
9. 박재범, 김동수, 김형의, 염만오, "공기압 쿠션실린더의 동특성에 관한 연구", KSME, '94'년도 추계학술대회논문집, 106-117