

고속 공기압 실린더용 릴리프밸브형 쿠션기구의 특성 해석

김도태*¹⁾ · 장중걸²⁾

경일대학교 기계자동차학부¹⁾ · 경일대학교 대학원²⁾

Analysis of Cushion Mechanism with Relief Valve for High-Speed Pneumatic Cylinders

Dotae Kim *¹⁾ · Zhong Jie Zhang²⁾

¹⁾School of Mechanical and Automotive Engineering, Kyungil University, Gyeongsbuk 712-701, Korea

²⁾Graduate School, Department of Mechanical Engineering, Kyungil University, Gyeongsbuk 712-701, Korea

(Received 3 August 2009 / Accepted 12 October 2009)

Abstract : This paper presents a simulation model of a double-acting high-speed pneumatic cylinder with a relief valve type cushion mechanism. The model predicts piston motion, mass flow rate, pressure and temperature time histories of cushion chamber. Of interest here is to investigate the cushioning effect of varying the piston and piston-rod diameter, cushion ring diameter and length, and stoke in cushion mechanism. As a result, this cushion mechanism is found to be adequate under high-speed driving of pneumatic cylinders. The simulation model proposed here will be very useful to analyze the dynamic characteristics and to improve or design the better cushion mechanism in high-speed pneumatic cushion cylinders.

Key words : Fluid power system(유공압 시스템), Pneumatic cylinder(공기압 실린더), Air cushion mechanism(공기 쿠션기구), Relief valve(릴리프밸브), High-speed driving(고속구동)

Nomenclature

A : area, m²
 B_v : viscous friction coefficient, N s/m
 C_v : specific heat at constant volume, kJ/(kg K)
 F_f : friction force, N
 h : heat transfer coefficient, kW/(m² K)
 m : mass of air, kg
 \dot{m} : mass flow rate, kg/s
 M_L : mass of piston and load, kg
 P : pressure, Pa
 R : gas constant, kJ/(kg K)
 T : temperature, K

t : time, s
 V : volume, m³
 x : displacement, m
 κ : ratio of specific heat

Subscripts

e : exhaust port
 p : piston
 r : piston rod
 1, 2, 3, 4 : number of control volume

1. 서론

공기압 실린더는 동력과 행정(stroke)의 대응 범

*Corresponding author, E-mail: dtkim@kiu.ac.kr

위가 넓고, 속도제어가 비교적 쉽고, 가격이 저렴하기 때문에 산업용 액추에이터로 많이 사용한다. 또한 자동화 라인의 고속화 및 생산성 향상을 위해 사이클 시간이 단축됨에 따라 공기압 쿠션 실린더는 고속구동이 필요하다. 기존 공기압 실린더를 고속으로 구동하면, 피스톤 패키지의 균열과 열 발생에 따른 파손, 그리고 니들밸브형(needle valve type) 쿠션기구를 사용하기 때문에 피스톤이 행정 끝단에 도달하였을 때 발생하는 충격에너지를 흡수하는 데 문제점이 많다.¹⁾

Kawakami 등은 니들밸브형 쿠션기구의 응답 특성을 해석하고, 이상적인 쿠션기구의 설계와 몇 가지 고속화 구동방안을 제안하였다.²⁾ Kagawa 등은 미터아웃(meter-out) 속도제어에서 열전달과 마찰력이 쿠션작용에 미치는 영향을 무차원화하여 실린더의 응답 특성을 조사하였다.³⁾ Lee 등은 공기압 쿠션 실린더의 충격압력을 흡수하기 위한 스프링형 니들밸브의 동특성에 대해 연구하였다.⁴⁾

공기압 실린더를 고속으로 구동하기 위해서는 피스톤과 부하를 포함하는 구동시스템의 신속한 가감속이 필요하며, 이 때 피스톤의 행정 끝단에서 감속 특성을 파악하여 쿠션성능을 향상시키는 것이 중요하다. 고속구동에 적합한 쿠션기구의 개선방안으로써 니들밸브 대신에 릴리프밸브형(relief valve type) 쿠션기구를 사용하고 있지만 설계에 필요한 자료가 충분하지 않고, 쿠션에 영향을 주는 파라미터 변화에 따른 특성도 명확하게 규명되어 있지 않다.⁵⁾ 또한 고속 공기압 실린더를 설계·제작하기 이전에 쿠션성능을 예측하기 위해서는 파라미터 변화에 따른 실린더의 응답과 쿠션 특성이 어떻게 변하는가를 정확하게 파악하고, 쿠션기구의 기하학적 형상 설계를 통하여 쿠션이 최적상태로 작용하도록 설계하여야 한다.

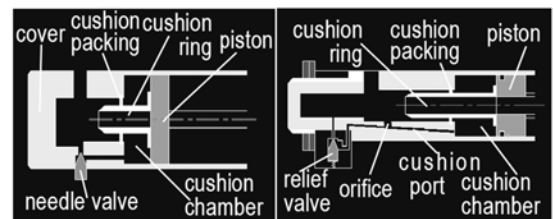
이 연구에서는 고속 공기압 쿠션 실린더에서 릴리프밸브를 포함한 쿠션기구의 수학적 모델을 구축하고, 시뮬레이션 프로그램을 개발하여 쿠션특성을 조사하였다. 특히 피스톤 지름, 피스톤 로드 지름, 쿠션링(cushion ring)의 지름과 길이, 피스톤의 행정 변화에 따른 쿠션실 내부압력과 온도, 피스톤의 변위, 속도, 가속도 등이 쿠션특성에 미치는 영향을 조

사하여, 릴리프밸브 내장형 쿠션기구의 설계에 필요한 기초자료를 획득하였다.

2. 공기압 실린더의 쿠션기구 작동 원리

Fig. 1(a)는 기존 공기압 실린더에서 사용하는 니들밸브형 쿠션기구이며, 커버(cover)에 내장된 니들밸브의 개구면적(opening area)을 조절하여 공기흐름을 교축함으로써 쿠션실(cushion chamber) 내부에서 배압(back pressure)이 발생하여 피스톤을 감속시켜 완충효과를 얻는다.

Fig. 1(b)는 고속 공기압 실린더용 릴리프밸브형 쿠션기구의 개략도이다. 이것은 쿠션실과 릴리프밸브를 연결하는 쿠션포트(커버에 지름이 작고 길게 뚫은 구멍)에 있는 고정 오리피스(orifice)와 릴리프밸브가 작용하여 쿠션작용이 일어난다. Fig. 1(b)에서, 쿠션링이 쿠션패킹에 진입하기 이전에는 쿠션작용이 일어나지 않고, 쿠션실 내부의 공기가 쿠션패킹이 있는 공간을 통과하여 배기포트로 신속하게 배출되기 때문에 피스톤이 고속으로 움직인다. 피스톤이 계속 전진하여 쿠션링이 쿠션패킹에 진입하는 순간에 쿠션실이 형성되고, 쿠션실 내부의 공기는 쿠션포트로 유입된다. 쿠션포트의 고정 오리피스를 통과하여 공기가 미소량만이 배출되기 때문에 쿠션실 내부압력이 증가하여 쿠션작용이 일어난다. 이 때 쿠션실 내부 압력은 아직 릴리프밸브의 설정 압력보다는 낮기 때문에 릴리프밸브는 열리지 않고, 쿠션실 내부에 공기가 압축되면서 브레이크 효과가 나타난다. 이 과정은 니들밸브형 쿠션기구에서는 일어나지 않는다. 피스톤이 계속 전진하여 쿠션실 내부압력이 릴리프밸브의 설정압력보다 높아지면 릴리프밸브가 열려 압축공기가 릴리프밸브를



(a) Needle valve type (b) Relief valve type

Fig. 1 Cushion mechanism in pneumatic cylinder

통과하여 신속하게 배기포트로 배출되면서 쿠션작용이 종료된다. 이 때 쿠션포트와 릴리프밸브는 오리피스 역할을 하고, 이것들이 통과하는 공기에 저항을 주어 브레이크 효과가 발생한다(Fig. 3참조).

이와 같이 쿠션실의 내부압력이 릴리프밸브 설정 압력 정도로 높아질 때까지 밸브를 닫고 있을 수 있기 때문에 피스톤이 고속으로 운동할 때 발생하는 큰 충격에너지를 흡수하는 데 매우 효율적이고, 쿠션성능이 최대인 압력범위에서 공기를 신속하게 배출할 수 있는 장점이 있다. 또한 피스톤의 속도변화에 따른 쿠션성능은 릴리프밸브의 압력설정조정으로 쉽게 조절할 수 있고, 또 쿠션링을 보다 길게 하면 큰 충격에너지도 비교적 쉽게 흡수할 수 있다.

3. 릴리프밸브형 쿠션기구의 모델링

Fig. 2는 고속 공기압 실린더로 부하를 구동하는 시스템을 나타낸다. 압축공기가 실린더 헤드측에서 공급되어 로드측으로 배출되는 경우, 실린더 내부의 압력과 온도 및 피스톤 운동 특성을 파악하기 위해, Fig. 2와 같이 공기압 실린더 내부를 4개의 검사 체적(CV: control volume)으로 나누고 각각의 검사 체적에 대해 수확모형을 구한다. 이 연구에서는 쿠션특성에서 중요한 쿠션실(CV3)에 대해 상세히 고찰하며, 다음과 같이 가정하였다.

- 1) 공기는 이상기체이며, 비열은 일정하다.
- 2) 공급압력과 온도는 일정하다.
- 3) 실린더에서 내부누설과 외부누설은 무시한다.
- 4) 실린더 표면과 외부 공기와의 대류열전달만 고려한다.
- 5) 릴리프밸브, 오리피스, 유량제어밸브의 유동특성은 공기의 압축성을 고려한 단열과정이다.

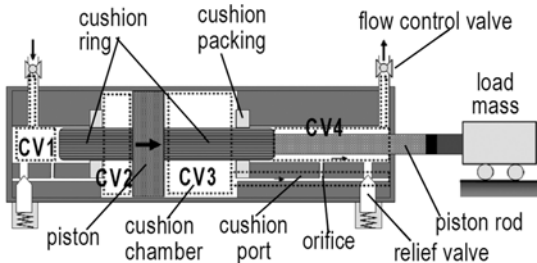


Fig. 2 Modeling of pneumatic cushion cylinder

Fig. 2에서, 쿠션링이 쿠션패킹에 진입하여 CV3이 쿠션실(충격 흡수실)로 작용할 때, 쿠션실 내부의 압력변화는 공기의 상태방정식과 연속 방정식을 고려하면, 다음과 같이 주어진다.

$$\frac{dP_3}{dt} = -\frac{P_3}{V_3} \frac{dV_3}{dt} + \frac{m_3 R}{V_3} \frac{dT_3}{dt} + \frac{R T_3}{V_3} \dot{m}_3 \quad (1)$$

식 (1)에서 \dot{m}_3 는 CV3에서 질량유량을 나타내며, 압축성 유동을 고려하면 다음 식과 같다.

$$\dot{m}_3 = -\dot{M}_g - \dot{M}_i - \dot{M}_f \quad (2)$$

여기서, \dot{M}_g 는 피스톤 로드와 쿠션패킹 사이의 틈새를 통과하는 질량유량, \dot{M}_i 는 쿠션포트의 고정 오리피스를 통과하는 질량유량, \dot{M}_f 는 릴리프밸브를 통과하는 질량유량이며, 오리피스나 밸브 전후의 압력비에 따라 다음 식으로 표시할 수 있다.

$$1) \frac{P_4}{P_3} \geq 0.528 \quad [\text{초크(choke)되지 않은 경우}]$$

$$\dot{M} = A_e P_3 \sqrt{\frac{2\kappa}{RT_3(\kappa-1)}} \left[\left(\frac{P_4}{P_3}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{P_4}{P_3}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right] \quad (3)$$

$$2) \frac{P_4}{P_3} < 0.528 \quad [\text{초크된 경우}]$$

$$\dot{M} = A_e P_3 \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{1}{\kappa-1}} \sqrt{\frac{2\kappa}{RT_3(\kappa+1)}} \quad (4)$$

식 (3), (4)에서, A_e 는 오리피스부의 유효면적, κ 는 공기의 비열비, P_3 는 쿠션실 압력, P_4 는 배출포트에서 압력을 나타낸다.

실린더 표면에서 대류 열전달을 고려하여, 에너지방정식에서 쿠션실 내부 온도변화를 구하면 식 (5)와 같다.

$$C_V m_3 \frac{dT_3}{dt} = RT_3 \dot{m}_3 - P_3 \frac{dV_3}{dt} + h A_{sh} (T_a - T_3) \quad (5)$$

식에서 h 는 열전달계수, A_{sh} 는 대류열전달이 일어나는 실린더 표면적, T_a 는 대기온도이다.

구동 부하를 포함한 피스톤의 운동방정식은 다음과 같다.

$$M_L \frac{d^2x}{dt^2} = P_2 A_p - P_3 (A_p - A_r) + P_\sigma A_r - B_v \frac{dx}{dt} - F_f \quad (6)$$

식 (6)에서, A_p , A_r 은 피스톤과 피스톤 로드 의 단면적, P_o 는 대기압을 나타낸다.

Fig. 3은 Fig. 2에 사용한 릴리프밸브의 개략도이다. 압력조정 스프링의 힘으로 포핏(poppet)을 왼쪽으로 밀어붙여 쿠션실에서 유입되는 압축공기가 배출되지 않도록 막고 있다. 쿠션실의 압력이 상승하여 밸브 입구 압력 P_3 이 릴리프밸브의 크래킹압력 P_{set} (cracking pressure)보다 높아지면, 포핏이 오른쪽으로 움직여 압축공기가 배출되고, 반대로 쿠션실의 압력이 스프링이 미치는 힘 보다 낮아지면, 포핏은 스프링의 힘으로 원래 위치로 되돌아가 출구포트를 막아 압축공기가 배출되는 것을 막는다. 압축공기는 밸브스템에 있는 조리개(choke)를 통과하여 평형피스톤(balance piston)의 양쪽 면에 유입되고, 공기압이 평형을 이루도록 한다.

Fig. 3에서, 포핏이 열려 압축공기가 배출될 때, 입구압력 P_3 가 평형피스톤에 작용하는 힘 F_1 과 포핏에 작용하는 힘 F_2 , 출구압력 P_4 가 포핏의 상단부에 작용하는 힘 F_3 와 포핏의 스프링에 의한 힘 F_4 및 각 부분의 단면적은 다음과 같다.

$$F_1 = P_3 A_2, \quad F_2 = (1 - \frac{A_v}{A_{12}} \cos \theta) (P_3 - P_{set}) A_{12} \quad (7)$$

$$F_3 = P_4 A_{13}, \quad F_4 = k x_v \quad (8)$$

$$A_2 = \frac{\pi}{4} d_2^2, \quad A_{12} = \frac{\pi}{4} (d_1^2 - d_2^2) \quad (9)$$

$$A_{13} = \frac{\pi}{4} (d_3^2 - d_1^2), \quad A_v = \pi (d_1 - d_2) x_v \sin \theta$$

식 (7), (8)에서 포핏의 개도(opening) x_v 는 힘의 평형을 고려하면 식 (10)과 같이 표시할 수 있다.

$$x_v = \frac{A_2 P_3 + A_{12} (P_3 - P_{set}) - A_{13} P_4}{k + A_v (P_3 - P_{set}) \cos \theta} \quad (10)$$

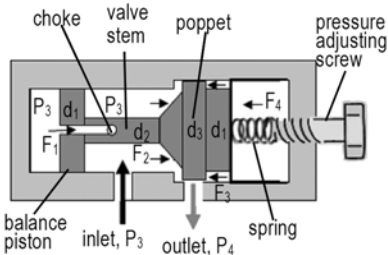


Fig. 3 Schematic of relief valve in cushion cylinder

Table 1 Dimensions of relief valve

Balance piston dia. d1	4.4mm	Conical angle	30°
Valve stem dia. d2	3.2mm	Spring const.	9000 N/m
Poppet dia. d3	5.7mm	-	-

Table 1은 릴리프 밸브의 치수를 나타낸다.

4. 시뮬레이션 결과 및 고찰

고속 공기압 실린더의 쿠션특성을 조사하기 위해, 공기의 상태방정식, 오리피스 유량 특성식, 에너지방정식 및 운동방정식은 MATLAB을 사용하여 수치해를 구하였다. 시스템의 상태변수는 실린더의 내부압력, 내부온도, 질량유량, 피스톤 변위와 속도를 사용하였다. 특히 공기압 실린더의 미터아웃 속도제어에서 피스톤 지름, 피스톤 로드 지름, 쿠션링의 지름과 길이, 행정 등이 쿠션특성에 미치는 영향을 검토하였다.

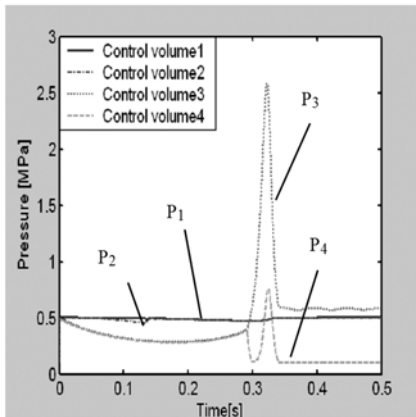
이 연구에서는 릴리프밸브 부착 고속 공기압 쿠션실린더 (SMC(주), 모델명 RHCB32-500)를 대상으로 해석하였으며, 실린더의 제원과 시스템 파라미터 값은 Table 2과 같다.

Table 2 Simulation parameter

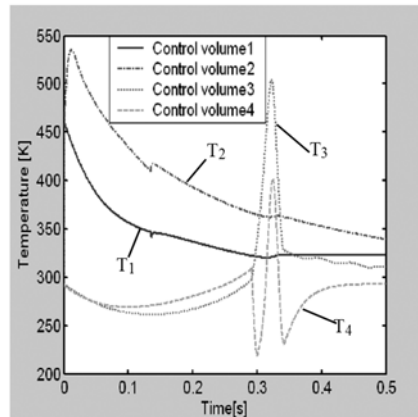
Piston diameter	32mm	Supply pressure	0.5MPa
Piston rod dia.	12mm	Damping coef.	30N·s/m
Cushion ring dia.	14mm	Coulomb friction	10N
Cushion ring length	80mm	Heat transfer coef.	0.1kW/(m²K)
Stroke	500mm	Load mass	10kg

4.1 시스템 상태변수 특성

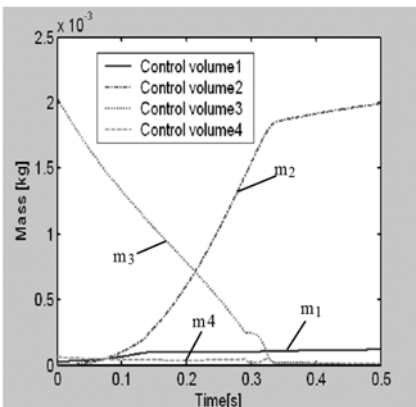
Fig. 4(a), (b)는 Fig. 2의 CV1~ CV4에서 압력과 온도파형, (c)검사체적 내부의 질량변화, (d)는 피스톤 변위, 속도 및 가속도 파형을 나타낸다. 시뮬레이션 조건은 Table 2와 같고, 이 때 릴리프밸브의 크래킹압력은 0.8 MPa로 설정하였다. Fig. 4(a)에서 보듯이 CV1, CV2의 압력은 피스톤이 행정 끝단에 도달할 때까지 공급압력 0.5 MPa와 같고, 피스톤이 이동하는 동안 거의 일정하게 유지된다. 쿠션실 압력(CV3)은 약 0.33초 후에 2.6 MPa 정도의 피크압력이 발생한 후에 약 0.6 MPa로 유지된다. 또한 Fig. 4(b)에서 보면, 피스톤이 움직이기 시작하기 직전에 실린더



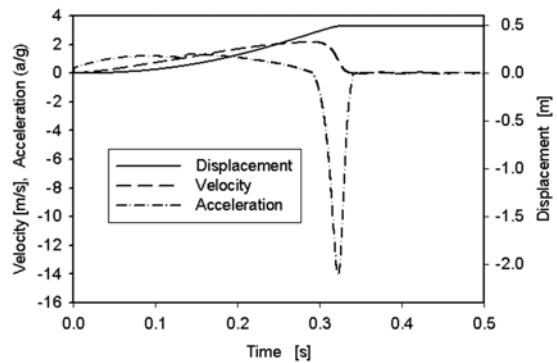
(a) Pressure in CV



(b) Temperature in CV



(c) Mass



(d) Motion characteristics

Fig. 4 Simulation results for meter-out speed control

내부로 압축공기가 충전될 때, CV1과 CV2에서 온도가 급격하게 상승한다. 이것은 피스톤이 왼쪽으로 완전히 밀착되어 행정 끝단에 있을 때 틈새체적 (clearance volume)이 아주 작은 상태에서 압력이 순간적으로 0.5MPa까지 급상승하기 때문에 나타나는 일시적인 현상으로 생각된다. Fig. 4(c)는 검사체적 내부의 질량변화이며, 피스톤이 오른쪽으로 이동함에 따라 쿠션실(CV3)의 질량은 감소하고, 압력실(CV2)의 질량은 증가하는 것을 볼 수 있다. 그리고 0.3초 근방에서 피크압력이 발생하고, 온도도 높아지는 것은 쿠션링이 쿠션패킹에 진입하여 쿠션작용이 일어나기 때문이다. 또한 Fig. 4(d)에서 피스톤 변위, 속도 및 가속도 파형을 보면, 피스톤 속도는 약 0.3초까지는 증가한 다음, 쿠션작용으로 행정 끝단

에 도달하기 전에 매끄럽게 감속되고, 변위파형에서도 바운드(bound) 현상이 나타나지 않는 양호한 쿠션특성을 나타낸다.

4.2 피스톤 지름의 영향

Fig. 5는 피스톤 지름의 변화에 따른 실린더의 응답특성을 나타낸다. Fig. 5(a)에서 보듯이 피스톤 지름이 30mm에서 피크압력은 3MPa, 34mm인 경우 2MPa로 현저하게 감소하고, 피크압력이 발생하는 시간도 약간 지연된다. 이것은 릴리프밸브형 쿠션기구에서 다른 파라미터 값이 같은 조건에서 피스톤 지름이 30mm에서 34mm로 증가하면 쿠션실 체적이 약 28.4% 정도 증가하기 때문에 큰 충격에너지를 흡수할 수 있는 것을 나타낸다.

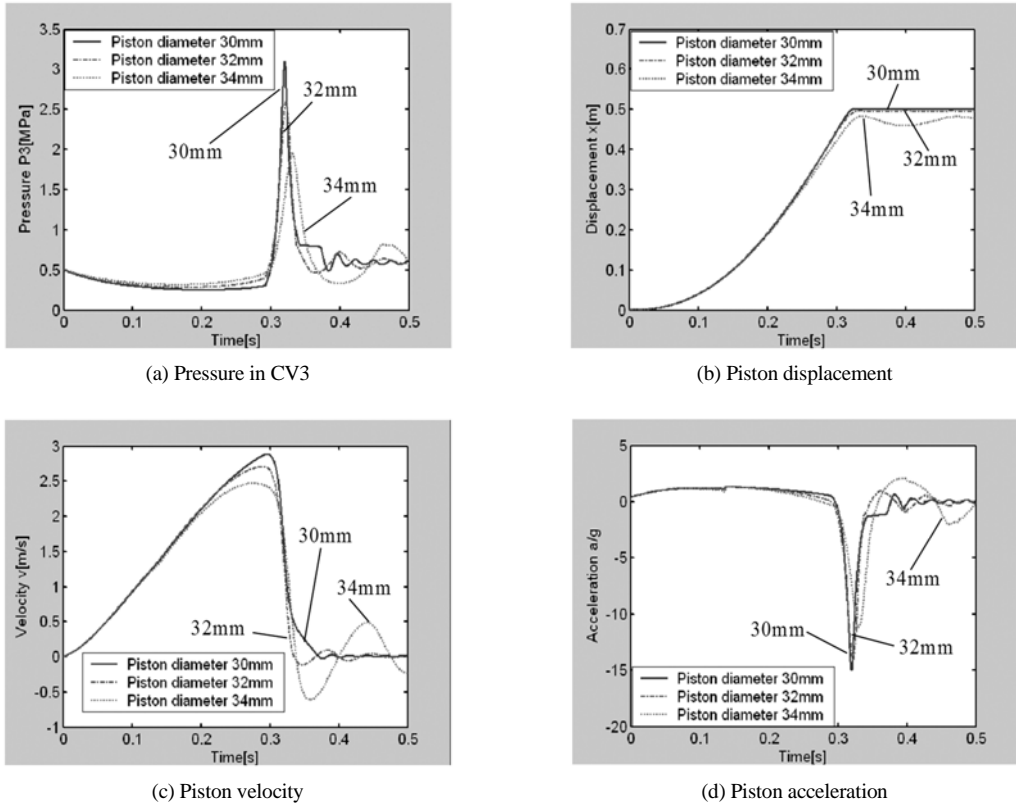


Fig. 5 The effects of varying piston diameter

또한 변위, 속도, 가속도파형을 보면, 피스톤 지름이 34mm인 경우는 바운드 현상이 발생하여 피스톤이 행정 끝단에 도달하기 전에 공기의 압축성 때문에 튕겨져 나왔다가 다시 이동하여 진동하는 것을 볼 수 있다. 이러한 경우는 피스톤의 정밀한 위치제

어가 곤란하다.

4.3 피스톤 로드 지름의 영향

Fig. 6은 피스톤 로드 지름의 변화에 따른 응답특성이다. Fig. 6(a), (b)와 Fig. 5(b), (c)를 비교해 보면,

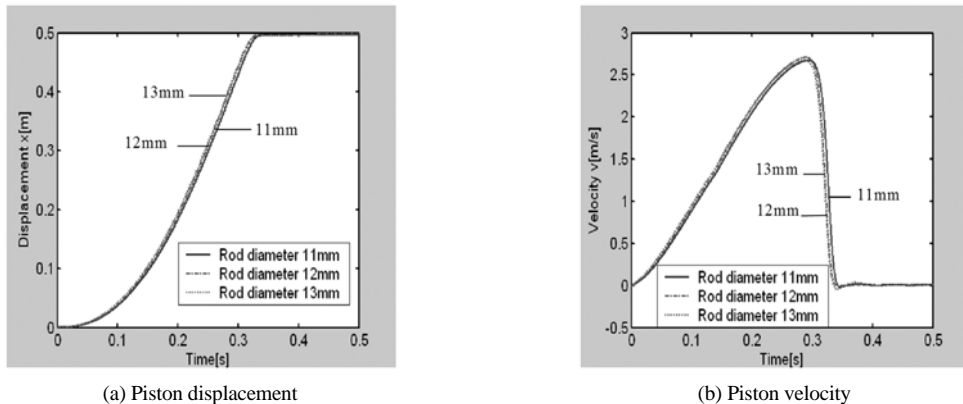


Fig. 6 The effects of varying piston rod diameter

피스톤 로드 지름보다 피스톤 지름이 변위와 속도에 큰 영향을 주며, 상대적으로 피스톤 로드의 영향은 작다. 따라서 고속 공기압 쿠션 실린더의 피스톤 로드 지름은 일반적으로 표준 공기압 실린더의 설계에서 적용하는 KS B 6702에 제시된 피스톤 지름과 로드 지름 자료를 바탕으로 설계하여도 타당한 것을 알 수 있다.

4.4 쿠션링의 지름과 길이의 영향

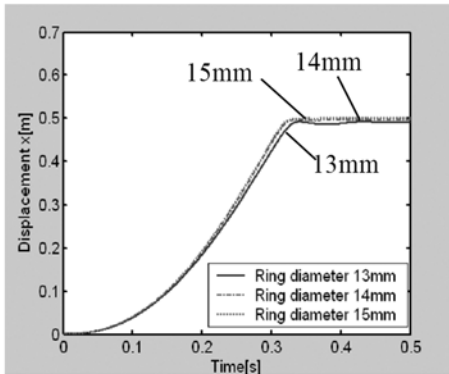
Fig. 7은 쿠션링의 지름 변화에 따른 피스톤의 변위와 속도특성을 나타낸다. 쿠션링의 지름이 작아지면, 쿠션실 체적이 약간 증가하는 효과가 있기 때문에 쿠션실의 피크압력이 상대적으로 낮아지고, 또 Fig. 7(b)와 같이 피스톤 속도가 떨어지고, 행정 끝단에서 도달하여 바운드현상이 발생하여 진동하게 된다.

게 된다.

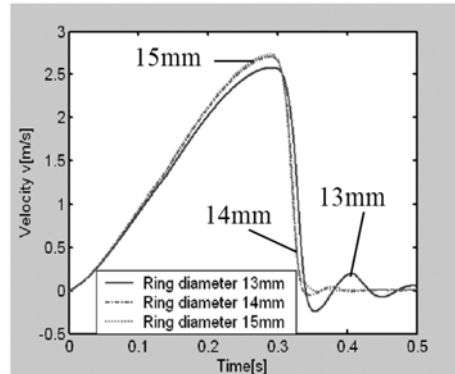
Fig. 8은 쿠션링의 길이변화에 따른 피스톤의 응답특성이다. Fig. 8(a), (b)에서 보듯이 피스톤이 행정 끝단에 도달할 때까지는 변위, 속도가 거의 같지만, 그 이후에는 큰 차이를 보인다. 특히 피스톤의 행정 끝단에서 정밀한 위치를 제어할 경우에는 쿠션링의 길이와 틈새체적에 대한 세밀한 검토가 필요하다.

4.5 피스톤 행정의 영향

Fig. 9는 피스톤의 행정 변화에 따른 쿠션실 내부 압력, 변위, 속도 및 가속도 특성이다. 쿠션기구의 기하학적 형상과 시스템 파라미터가 같은 조건에서, 피스톤의 행정이 길어지면, 피스톤 운동에 따른 마찰력과 열전달이 증가하기 때문에 Fig. 9(a)와 같이 쿠션실 내부의 피크압력은 낮아진다. Fig. 9(c),

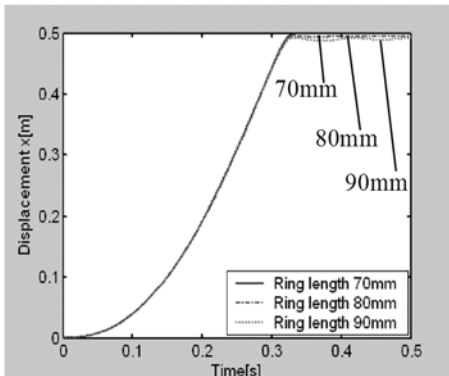


(a) Piston displacement

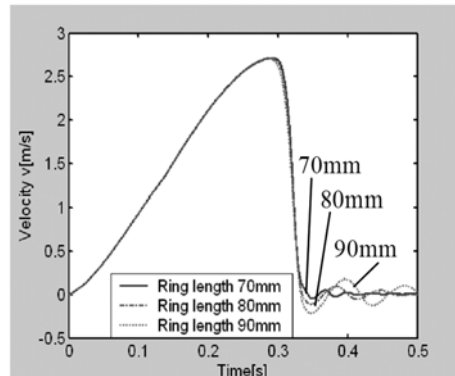


(b) Piston velocity

Fig. 7 The effects of varying cushion ring diameter



(a) Piston displacement



(b) Piston velocity

Fig. 8 The effects of varying cushion ring length

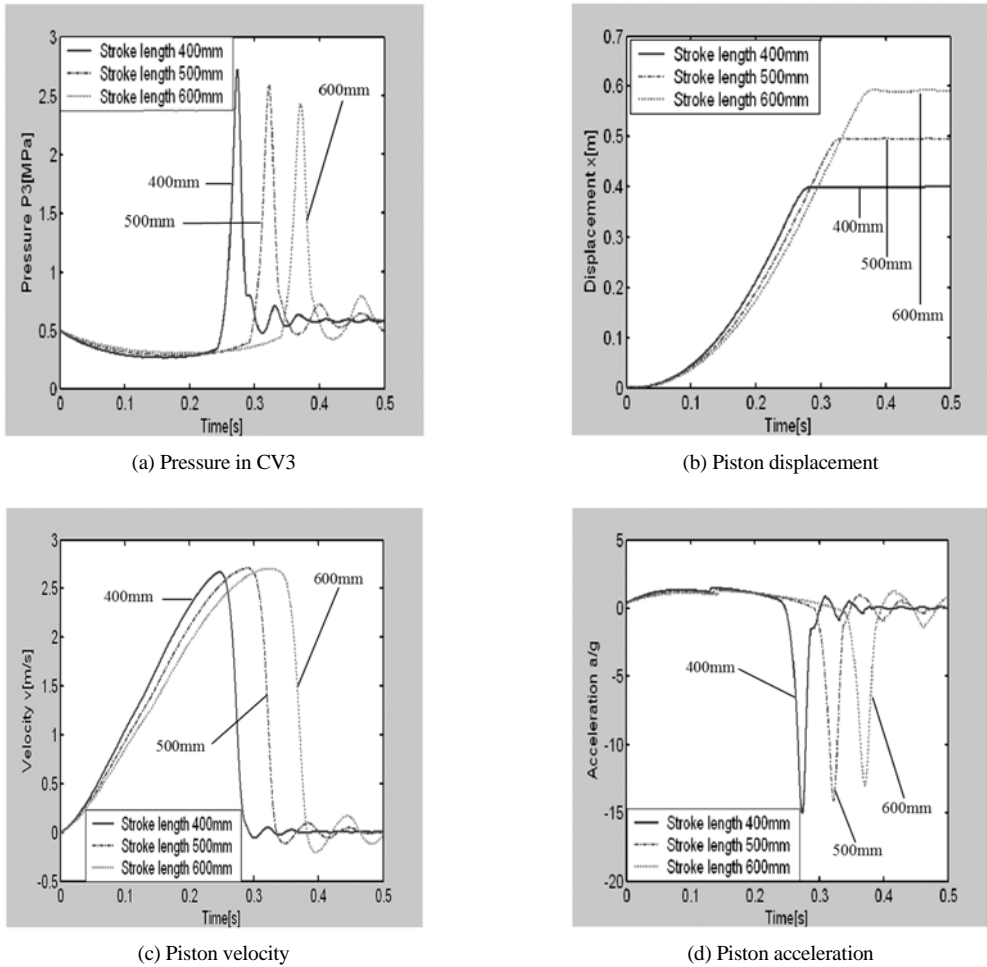


Fig. 9 The effects of varying piston stroke

(d)에서 보듯이 피스톤이 최고 속도에 도달할 때까지 가속도는 거의 같은 형태로 변하며, 최고속도에 도달한 후에 쿠션작용이 일어날 때에 급격하게 감속되는 것을 알 수 있다. 또한 피스톤의 최고 속도는 행정 변화에 관계없이 거의 일정하며, 감속되는 구간에서 속도, 가속도 파형은 같은 경향을 나타낸다.

5. 결론

- 1) 고속 공기압 실린더에서 릴리프밸브를 포함한 쿠션 메커니즘의 수학적모델을 구축하고, MATLAB 기반 시뮬레이션 프로그램을 개발하였다.
- 2) 쿠션기구의 기하학적 형상변화에 따른 쿠션실 내부압력 변화, 피스톤의 운동특성을 파악하여,

쿠션기구 설계에 필요한 기초자료를 획득하였다.

- 3) 피스톤의 운동특성은 쿠션작용이 일어나면서 피스톤이 행정 끝단에 도달할 때까지와 도달한 후에도 영향을 받기 때문에 정밀한 위치제어에서는 쿠션기구의 기하학적 형상 설계가 중요하다.

후 기

이 연구는 경일대학교 학술연구비지원사업과 지식경제부와 에너지관리공단에서 지원한 에너지자원기술개발사업으로 수행되었음을 밝힙니다.

References

- 1) K. Saito, "Cylinder Cushioning Mechanism,"

- Journal of the Japan Fluid Power System Society, Vol.39, No.2, pp.97-102, 2008.
- 2) Y. Kawakami, H. Noguchi and S. Kawai, "Some Consideration of the High-Speed Driving of Pneumatic Cylinders," Journal of the Japan Hydraulics and Pneumatics Society, Vol.21, No.3, pp.124-131, 1990.
 - 3) T. Fujita, L. R. Tokashiki, Y. Ishii and T. Kagawa, "Analysis of Pneumatic Cylinder Response Driven by Meter-out Circuit," Journal of the Japan Hydraulics and Pneumatics Society, Vol.29, No.4, pp.87-94, 1998.
 - 4) J. G. Lee, F. Qin, J. C. Lee and H. M. Shin, "Simulation Study on the Dynamic Analysis of Spring Type needle Valve to Absorb Surge Pressure in Pneumatic Cushion Cylinder," Journal of the Korean Fluid Power System Society, Vol.2, No.1, pp.15-22, 2005.
 - 5) Y. Yamashita, "Hydraulic and Pneumatic Components with Shock-absorbing Capacity (Shock-absorbing Technique at Air Cylinder)," Journal of the Japan Fluid Power System Society, Vol.35, No.2, pp.106-109, 2004.