

## 공기압 실린더의 쿠션특성에 관한 모델링 및 컴퓨터 시뮬레이션

김 동 수\* · 이 상 천\*\*

### Computer Simulation and Modeling of Cushioning Pneumatic Cylinder

D. S. Kim · S. C. Lee

**Key words** : Double acting pneumatic cushioning cylinder(공기압 쿠션 복동실린더), Shock and vibration control(충격과 진동제어), Kinetic energy(운동에너지), Cushion stroke time(쿠션 행정시간), Cushion peak pressure(쿠션 최고압력), Fourth order Runge-Kutta method(4차 룬계-쿠타방법), Single degree of freedom piston dynamic(1자유도 운동방정식)

#### Abstract

Pneumatic cushioning cylinders are commonly employed for vibration and shock control. A mathematical simulation model of a double acting pneumatic cushioning cylinder, designed to absorb shock loads, is presented, which is based on the following assumptions; ideal equation of state, isentropic flow through a port, conservation of mass, polytropic thermodynamics, single degree of freedom piston dynamics, and energy equivalent linear damping. These differential equation can be solved through numerical integration using the fourth order Runge-Kutta method. An experimental study was conducted to validate the results obtained by the numerical integration technique. Simulated results show good agreement with experimental data. The computer simulation model presented here has been extremely useful not only in understanding the basic cushioning mechanism but also in evaluating different designs.

#### 기호설명

$A$  : 단면적(mm<sup>2</sup>)

$A_p$  : 피스톤단면적(mm<sup>2</sup>)

$A_r$  : 실린더 입,출구포트 유효단면적(mm<sup>2</sup>)

$C_d$  : 유출능력계수

$C_p$  : 댐핑계수

$F$  : 피스톤 힘(kgf)

\* 회원, 한국기계연구원 산업기술연구부(원고접수일 : 99년 9월)

\*\* 회원, 영남대학교 기계공학부

- $P$  : 압력(kgf/cm<sup>2</sup>)
- $P_s$  : 공급압력(kgf/cm<sup>2</sup>)
- $R_u$  : 기체상수
- $G_c$  : 중력가속도(m/sec<sup>2</sup>)
- $T$  : 온도(℃)
- $V$  : 체적(mm<sup>3</sup>)
- $t$  : 시간(sec)
- $x$  : 위치(mm)
- $v, \dot{x}$  : 속도(m/sec)
- $a, \dot{x}$  : 가속도(m/sec<sup>2</sup>)
- $k$  : 비열비
- $k_a$  : 공기스프링 상수
- $k_s$  : 기계스프링 상수
- $\dot{m}, \dot{M}$  : 질량유량(kg/sec)
- $M_e$  : 외부부하(kgf)
- $M_p$  : 피스톤과 피스톤로드 하중(kgf)
- $M_t$  : 전체하중( $M_e + M_p$ )

하첨자

- $u$  : 상류상태
- $d$  : 하류상태
- $i, j$  : 초기상태

## 1. 서 론

압축공기를 작동유체로 하여 기계적인 일을 하는 공기압 쿠션실린더는 전기에 비해 고속성, 유압에 비해 청결성 및 저가격성의 특징을 갖는 공기압 제어 시스템의 구성요소로서, 동력전달, 위치 및 속도 제어시스템에서의 최종 직선작동에 해당된다.

이와 같은 이유로 매니플레이터, 일반산업계의 자동조립장치, 능동충격 및 진동제어시스템 등의로의 응용이 날로 증가하는 추세에 있다.

수평 전·후진, 수직상, 하강 등의 직선운동을 하는 실린더의 최종위치에서 피스톤 운동에 의한 관성에너지 때문에 충격력이 발생하게 된다. 따라서 충격에너지를 흡수하여 시스템의 파손을 방지하기 위해, 외부에 충격흡수기를 장착하여 지금까지 사용하여 왔으나, 시스템의 콤팩트화 설계를 위하여 외부충격흡수기와 동일한 구조로 된유체 오리피스 저항을 이용한 쿠션장치를 실린더 내부에

장착한 쿠션실린더의 사용이 빈번해지고 있다.

이렇게 됨으로서, 각실린더 규격별 쿠션장치의 쿠션능력과 동특성해석이 중요한 과제가 되었다. 공기압 쿠션실린더의 특성해석에 관한 지금까지의 연구배경을 살펴보면, Wang<sup>(1)</sup>이 공기압 충격흡수기의 컴퓨터 시뮬레이션을, Romiti 와 T Raperelli<sup>(2)</sup>, Backe 와 Eschmann<sup>(3)</sup>, Bowns 와 Ballard<sup>(4)</sup> 등이 공기압시스템 특성에 관한 해석을, 그리고 Kagawa 와 Shimizu<sup>(5)</sup>, Parker 와 Bell<sup>(6)</sup>, Adams 등<sup>(7)</sup>이 공기압실린더 전반의 특성해석에 관한 연구를 수행한 바 있다.

본 연구에서는 지금까지의 일반적인 실린더 전체에 대한 특성연구에서, 공기압 실린더의 천이영역인 쿠션영역에 대한 특성해석까지를 포함하여 수학적 모델링을 통한 컴퓨터 시뮬레이션 및 실험을 통하여 타당성을 확인하고, 쿠션특성인자인 위치, 속도, 가속도, 힘, 압력 및 온도파라메타를 자세하게 규명하는데 그 목적이 있다.

$$m(t) = C_d A_s P_u(t) \sqrt{\frac{2kG_c}{(k-1)R_u T_u(t)}} \sqrt{\left(\frac{P_d}{P_u}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_d}{P_u}\right)^{\frac{k+1}{k}}} \quad (2)$$

그리고 연구결과를 자동화시스템구축 및 실린더 생산업체에서 실질적으로 활용할 수 있도록 쿠션특성 파라메타인 쿠션최대압력 및 쿠션행정시간에 영향을 주는 주된 인자규명 및 쿠션슬리브 설계파라메타인 충격흡수에너지, 쿠션최대압력 및 쿠션체적과의 상관관계를 실린더 규격별로 정립하고자 한다. 이를 위해 실린더의 피스톤직경을 두 종류로 하여, 수평 및 수직으로 설치한 각각의 경우에 대하여 하중, 유량 및 압력 등 외부조건을 달리하였으며, 컴퓨터시뮬레이션은 4개의 검사체적에 의한 4차 Runge-Kutta알고리즘, 프로그래머언어는 C++, 시험장비는 시뮬레이션의 입력값과 동일한 치수로 제작하여, 컴퓨터 키보드방식으로 하여 100kHz A/D변환기로 데이터를 계속하였으며, 1채널당 초당 샘플링개수는 2300개로 하였다. 그 결과 실험과 시뮬레이션이 매우 잘 일치하여, 상당히 정확한 모델을 한 것으로 판단되며, 쿠션특성과 악과 설계에 유익하게 이용될 것으로 사료된다.

## 2. 이론해석

Fig.1은 피스톤, 피스톤로드가 외부부하와 함께 연결된 공기압 쿠션 복동실린더에 대한 수직 및 수평으로 설치된 실린더의 개략도이다.

공급압력과 온도는 일정하고, 4개의 검사체적을 둘러싸고 있는 전체검사체적의 경계선을 통하여 일과열 형태의 에너지 변화는 없다고 가정하였다. 이때 이상기체 상태방정식은

$$P_j(t)V_j(t) = Rm_j(t)T_j(t), j = 1, 2, 3, 4 \quad (1)$$

이고, 시간  $t$ 에 대하여 미분하여 온도  $T$ 와, 압력  $P$ 를 계산할 수 있다. 실린더포트, 오리피스 및 쿠션 슬리브를 통과하는 순간 질량유량은 아래 식과 같다. 여기서,  $C_d$ 는 유출능력계수,  $A_r$ 은 유효단면적,  $P_u$ 와  $P_d$ 는 상,하류상태압력,  $k$  비열비,  $G_c$ 중력가속

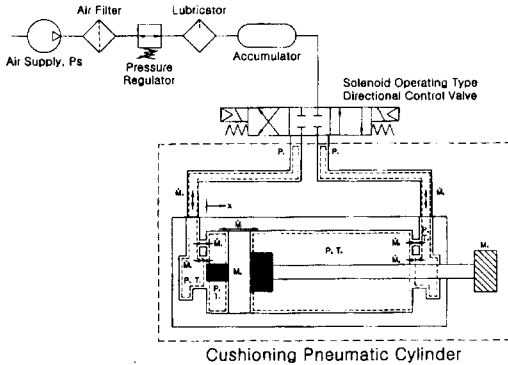


Fig. 1 Schematic of a double acting pneumatic cushioning cylinder.

Table 1. Experimental and simulation data of pneumatic cushioning cylinder.

Items	Unit	Specification		Items	Unit	Specification	
		Cylinder(80)	Cylinder(63)			Cylinder(80)	Cylinder(63)
Piston diameter	mm	80	63	Flow control valve dia.	mm	9	7
Piston rod diameter	mm	25	20	Cushion orifice dia.	mm	3	
Stroke	mm	500		Pipe dia.	mm	12	8
Cushion sleeve headdia.	mm	30	25	Supply pressure	bar	4,5,6	
Cushion sleeve reardia.	mm	20	15	External load include piston & rod	kgf	0,70,100	0,40,70
Cushion sleeve headlength	mm	30	20	Pipe length	mm	600	
Cushion sleeve rearlength	mm	30	20	Discharge coefficient	Cd	0.65	

도,  $R_u$  기체상수,  $T_u$  상류온도를 나타낸다.

아래 식(2)에서  $P_d/P_u$  critical =  $2/(k+1)k/(k+1)$ 에서 최대질량유량값이 된다. 검사체적에서 등엔트로피이고 온도와 압력이 일정하다고 가정할 때

$$P_j(t)\left[\frac{V_j(t)}{m_j(t)}\right] = Constant, j = 1, 2, 3, 4 \quad (3)$$

이 되며, 검사체적의 공기 순간질량,  $m(t)$ 는 아래 연속방정식에서 구할수 있다.

$$\dot{M}_{cv} = \dot{M}_{in} - \dot{M}_{out} \quad (4)$$

여기서,  $\dot{M}_{cv}$ 는 검사체적에서의 공기질량유량,  $\dot{M}_{in}$ 공급측 공기질량유량,  $\dot{M}_{out}$  배기측 공기질량유량을 나타낸다.

단열압축과정에서 공기압 스프링 및 댐퍼모델 식은

$$K_a = \frac{kP_i A_p^2}{V_i} \quad (5)$$

이고, 여기서,  $K_a$ 는 공기스프링상수,  $k$ 는 비열비이다. 피스톤의 운동방정식은 다음과 같다.

수직운동을 하는 경우,

$$M_t \ddot{x} + \frac{kP_3(t)A_p^2}{V_3(t)} x = F_t \quad (6)$$

수평운동을 하는 경우,

$$M_t \ddot{x} + C_p \dot{x} + (k_s + k_a)x = (P_2(t) - P_3(t))A_p \quad (7)$$

여기서,  $C_p$  : 댐핑계수(쿠올름+최대정지마찰+

점성마찰),  $K_s + K_d$ : 기계 및 공기스프링 상수이다.

### 3. 실험

수학적 시뮬레이션 모델의 타당성 입증을 위하여, 수직 및 수평실린더에 대한 실험적 연구를 수행하였다. Fig. 2는 실린더를 수평 및 수직으로 취부가 가능하도록 설계 제작된 실험장치에 대한 사진이다.<sup>(8,9)</sup>

$P_2(t)$ 와  $P_3(t)$ 의 쿠션압력측정을 위해 스트레인 게이지형 압력센서를, 그리고  $T_2(t)$ 와  $T_3(t)$ 의 온도 측정을 위해 공기속도 10m/sec이내에서 20Hz의 응답특성을 갖는 직경 50 $\mu$ m의 Copper-Constantan 열전대를 실린더 캡내부에 탭을 가공하여 1mm의 세라믹 튜브와 실리콘 고무로 단열하여 취부 하였으며, 그리고 마그네틱형 위치 및 속도센서를 외부하중부위에 취부하여,  $x(t)$ ,  $\dot{x}(t)$ ,  $\ddot{x}(t)$ 를 측정하였다. 피스톤로드와 외부하중 체결부위에 스트레인게이지형 인장 및 압축경용 로드셀을 유니버설 조인트와 함께 부착하여 힘을 측정하였다.

이들 각각의 물리량은 컴퓨터 키보드에 의한 100KHz A/D변환기의 디지털I/O 포트제어로 온-오프솔레노이드밸브를 구동함과 동시에 데이터를 획득하였으며, 데이터의 신뢰성을 위해 1채널당 초당 샘플링갯수는 2,300개로하였다.

시험대상 공기압 쿠션실린더의 기하학적 치수 및 초기조건은 Table 1과 같으며, 실험 및 수치해석 데이터로 이용하였다.

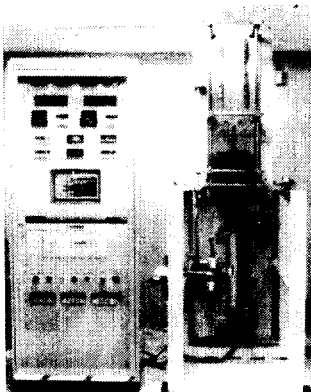


Fig. 2 Schematic of the experiment and measurement system.

### 4. 컴퓨터 시뮬레이션

수학적으로 모델링한 실린더내부의 상태방정식과 운동방정식, 즉 미분방정식의 수치해를 구하기 위하여 4차 Runge-Kutta알고리즘을 사용하였으며, 모델과정에서 상태변수는 실린더의 압력, 온도, 위치, 속도, 가속도를 사용하였다.

실험장치의 사양, 실험과 시뮬레이션에 사용된 파라메타들은 Table 1과 같으며, 이외에도 아래와 같은 값들을 사용하였다.

공기기체상수,  $R=287\text{Nm/kgK}$  공기비열비,  $\gamma=1.4$  폴리트로픽지수,  $n=1.2$  마찰모델 파라메타,  $F_c=10\text{N}$ ,  $F_{st}=53$ ,  $C=90\text{Ns/m}$ ,  $X_c=0.05\text{m/s}$ , 임계압력비  $b=0.528$ , 유출계수  $Cd=0.65$ , 누설계수  $\xi=0$ 이다. 이때 사용한 프로그래밍언어는 C++이며,

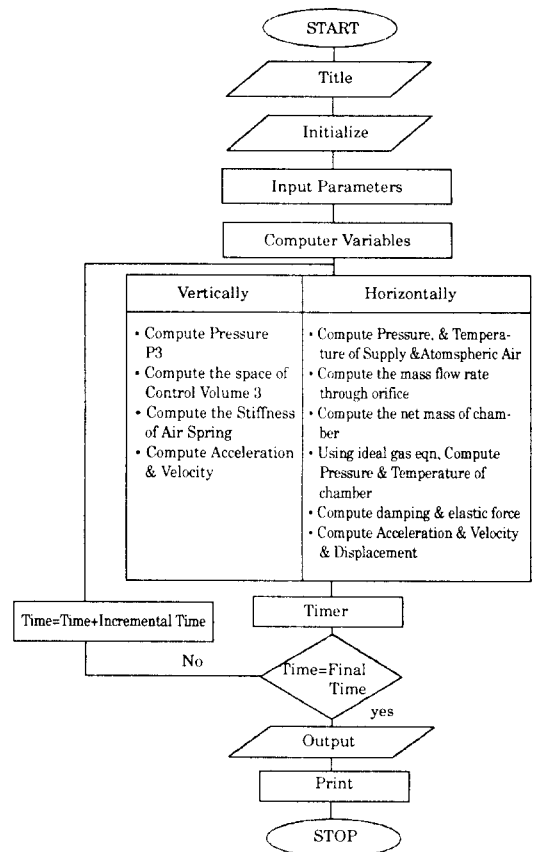
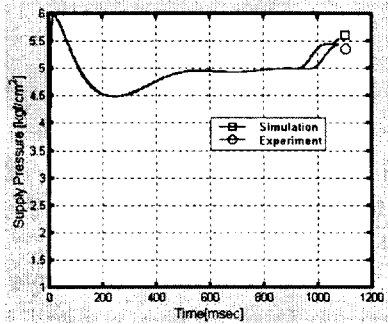
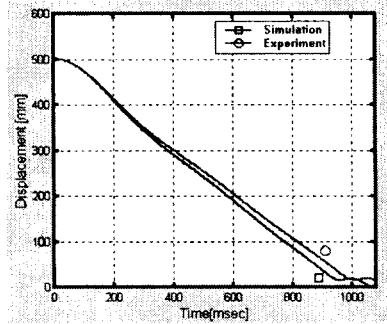


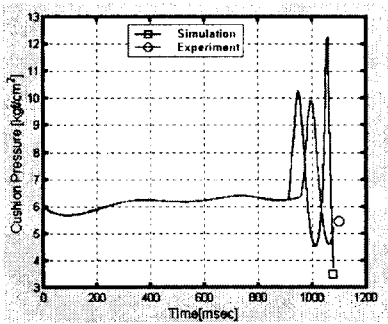
Fig. 3 Flowchart of Computational simulation model for a vertically and horizontally mounted pneumatic cylinder



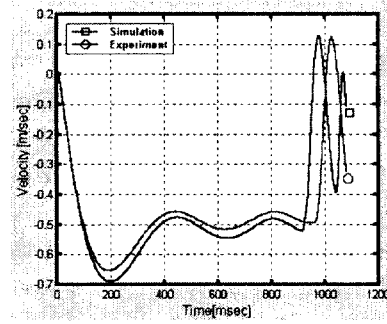
(a) supply pressure



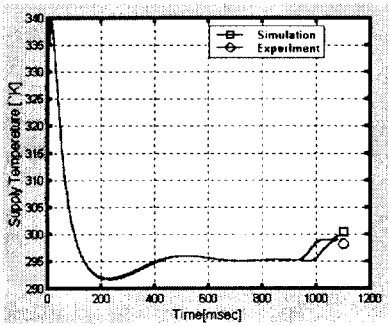
(e) displacement



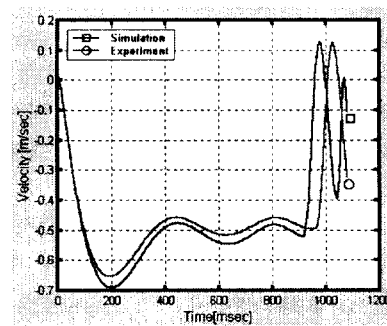
(b) cushion pressure



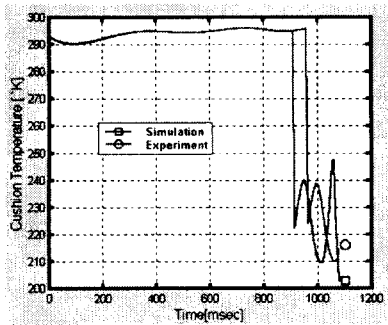
(f) piston velocity



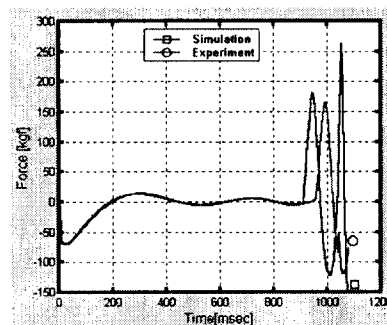
(c) supply temperature



(g) acceleration

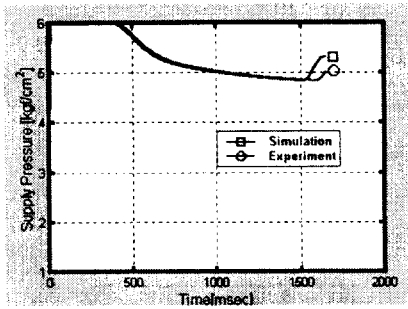


(d) cushion temperature

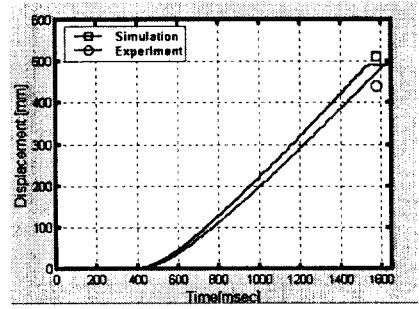


(h) load force

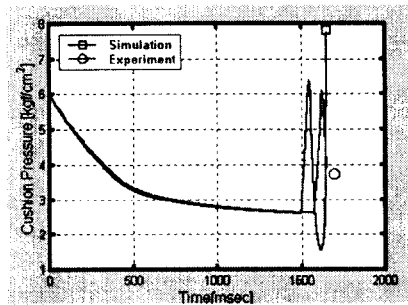
Fig. 4 Comparison of computer simulation and experimental results ; a vertically mounted cylinder, piston diameter 80mm, supply pressure 6bar, load 100kgf, downward test.



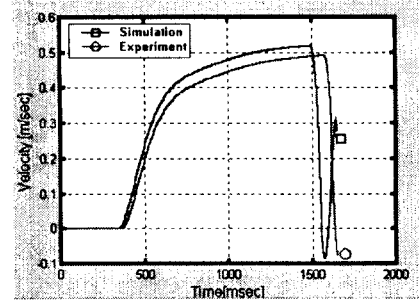
(a) supply pressure



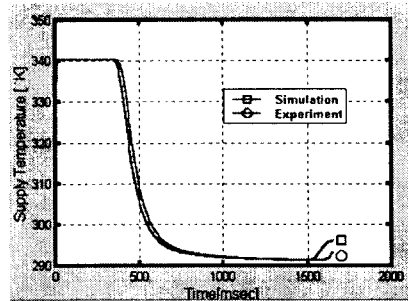
(e) displacement



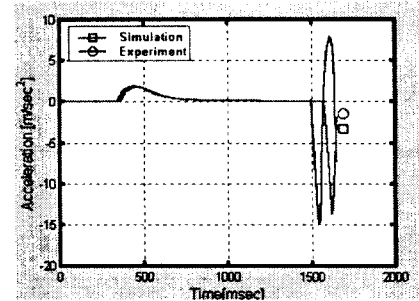
(b) cushion pressure



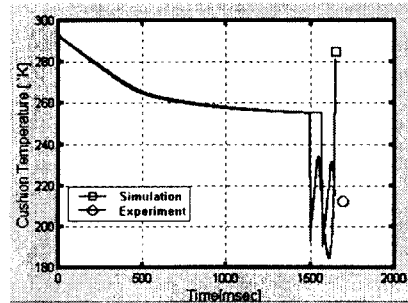
(f) piston velocity



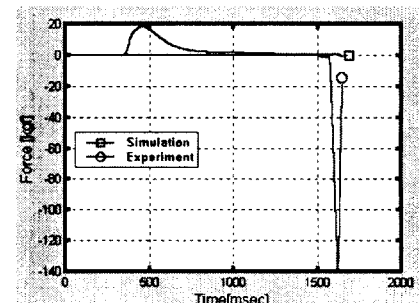
(c) supply temperature



(g) acceleration

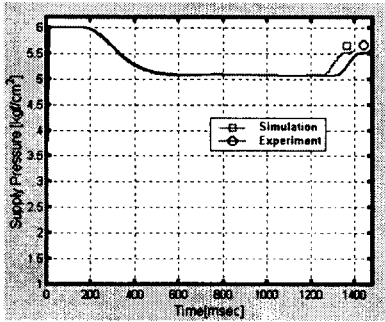


(d) cushion temperature

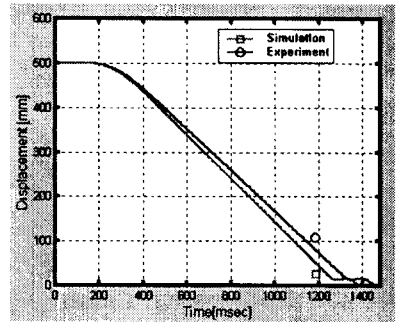


(h) load force

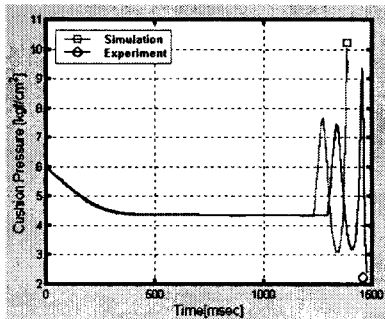
Fig. 5 Comparison of computer simulation and experimental results; a vertically mounted cylinder, piston diameter 80mm, supply pressure 6bar, load 100kgf, upward test.



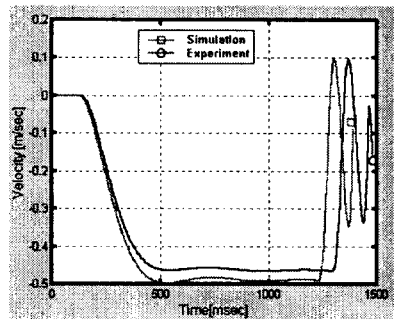
(a) supply pressure



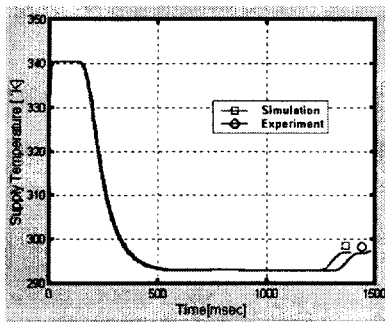
(e) displacement



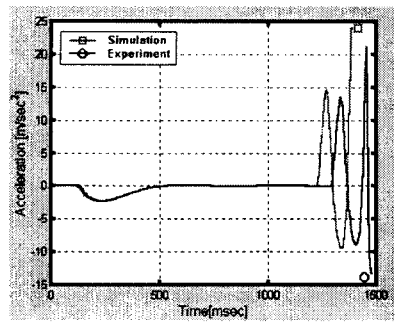
(b) cushion pressure



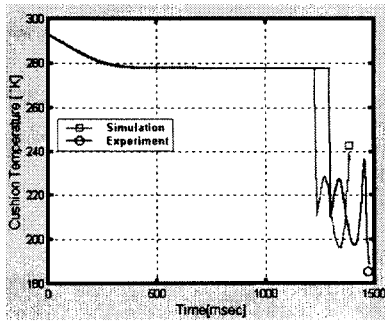
(f) piston velocity



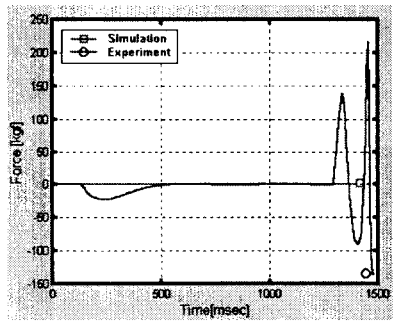
(c) supply temperature



(g) acceleration

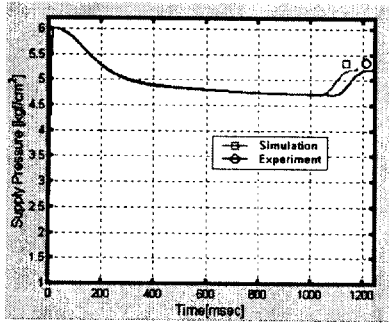


(d) cushion temperature

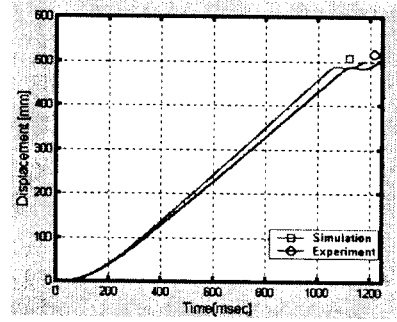


(h) load force

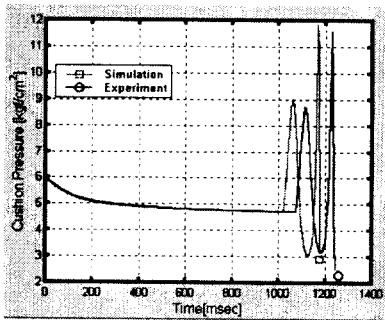
Fig. 6 Comparison of computer simulation and experimental results ; a horizontally mounted cylinder, piston diameter 80mm, supply pressure 6bar, load 100kgf, backward test



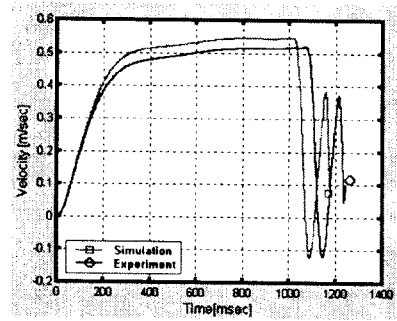
(a) supply pressure



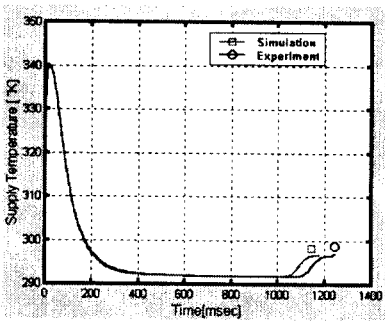
(e) displacement



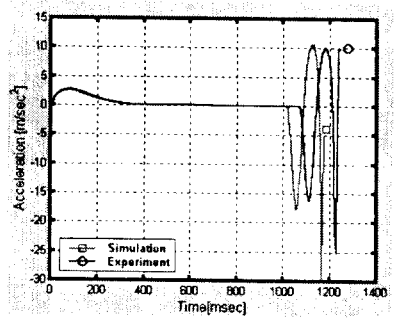
(b) cushion pressure



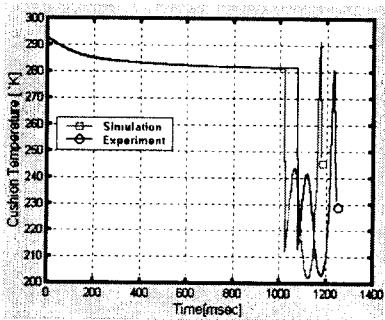
(f) piston velocity



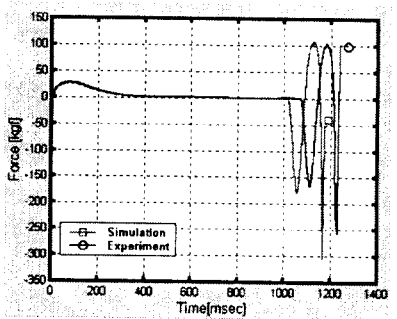
(c) supply temperature



(g) acceleration



(d) cushion temperature



(h) load force

Fig. 7 Comparison of computer simulation and experimental results; a horizontally mounted cylinder, piston diameter 80mm, supply pressure 6bar, load 100kgf, forward test.



적분시간=0.00005, 반복횟수=200000, 저장=5, 최소속도=0.0001 등을 사용하여 정확성을 도모하였다.

수직 및 수평으로 설치한 실린더에 공급압력, 외부하중등 외부조건을 달리하면서, 폴리트로픽, 등은, 단열 등의 가정을 통하여, 4부분의 검사체적으로 상세하게 모델링하여 실제상황에 근접하게 프로그래밍 하였다. 수직 및 수평으로 설치된 실린더의 컴퓨터 시뮬레이션 프로차트는 Fig.3과 같다.

### 5. 결과고찰

다음 그림들은 쿠션실린더에 대한 수학적 모델링 결과의 타당성을 입증하기 위하여 수직 상, 하강 및 수평 전, 후진에서의 실험결과와 컴퓨터시뮬레이션을 수행한 결과를 비교하여 나타낸 그림들이다. Fig.4~Fig.5는 수직실린더에 대한 결과로, 쿠션실린더 동특성 값인 위치, 속도, 가속도, 힘 및 쿠션온도, 압력에 대한 특성그래프이며, Fig. 6~Fig. 7은 수평실린더에 대한 결과로서, 쿠션실린더

동특성 값인 위치, 속도, 가속도, 힘 및 쿠션온도, 압력에 대한 특성그래프이다.

또한 Table 2에서 Table 5는 각각의 시험조건에서 수평 전진과정에서의 이론과 실험값의 비교표이며, 실험과 시뮬레이션이 잘 일치하므로 모델이 상당히 정확하다고 판단할 수 있다. 쿠션영역에서의 보다 정확한 특성 구명을 위해 쿠션압력, 쿠션체적, 운동에너지관계에 대해 살펴본 결과, Fig.13의 결과를 얻었으며, 이 자료는 설계자료로 유익하게 활용될 수가 있다고 사료된다.

또한 각 과정에서 공기온도변화에 대해 살펴본 결과 그래프는 Fig.8~Fig.11에 나타나 있으며, 전진 및 상승과정은 단열과정에 가깝고, 후진 및 하강과정은 단열, 등엔트로피과정에 근접함을 확인하였다. 또한 수평전진과정에서 공급압력변화에 대한 온도변화를 살펴본 결과 Fig. 12와 같으며, 공급압력의 증가에 따라 온도가 증가함을 알수가 있었다.이외에도 설계관점에서 쿠션길이, 외부하중, 스트로크, 실린더입·출구유효단면적 및 오리피스 유효단면적에 대하여 쿠션영역의 압력, 가속

**Table 2 Comparison of results for different supply pressure, piston diameter 80mm, 293K**

Me (kg)	Ps (bar)	Pcmax(bar)		Tcmax(K)	
		Mea.	Cal.	Mea.	Cal.
70	4	7.6	7.9	202	203
	5	8.4	8.9	203	204.2
	6	9.4	9.9	204.5	205
Me (kg)	Ps (bar)	Vcmax(m/s)		Acmax(m/s <sup>2</sup> )	
		Mea.	Cal.	Mea.	Cal.
70	4	0.52	0.55	-24	-28
	5	0.52	0.55	-24	-27
	6	0.52	0.55	-24	-26

**Table 4 Comparison of results for different external load mass, piston diameter 80mm, 293K**

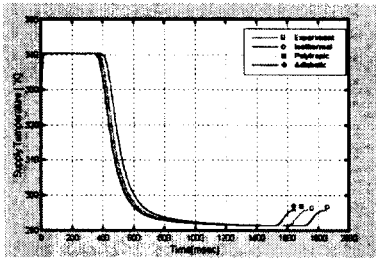
Me (kg)	Ps (bar)	Pcmax(bar)		Tcmax(K)	
		Mea.	Cal.	Mea.	Cal.
	0	6	6	200	201
	70	9.4	9.9	201	203
	100	11.58	11.83	201.5	204
Me (kg)	Ps (bar)	Vcmax(m/s)		Acmax(m/s <sup>2</sup> )	
		Mea.	Cal.	Mea.	Cal.
70	0	0.52	0.545	37.6	46
	70	0.518	0.548	16.2	17.5
	100	0.519	0.546	10.08	10.62

**Table 3 Comparison of results for different supply pressure, piston diameter 63mm, 293K**

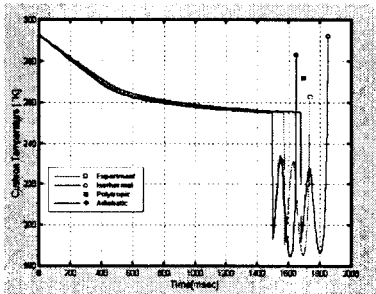
Me (kg)	Ps (bar)	Pcmax(bar)		Tcmax(K)	
		Mea.	Cal.	Mea.	Cal.
	4	12	12.8	173	169
	5	12.2	13.7	174	178
	6	13	14.2	172.9	176.5
Me (kg)	Ps (bar)	Vcmax(m/s)		Acmax(m/s <sup>2</sup> )	
		Mea.	Cal.	Mea.	Cal.
70	4	0.68	0.73	31	34.9
	5	0.68	0.71	31.7	34.2
	6	0.68	0.70	30.9	33.5

**Table 5 Comparison of results for different external load mass, piston diameter 63mm, 293K**

Me (kg)	Ps (bar)	Pcmax(bar)		Tcmax(K)	
		Mea.	Cal.	Mea.	Cal.
	0	6	6	173.9	173.89
	40	9.9	10.15	171.2	171.5
	70	13	14.2	172.8	176.5
Me (kg)	Ps (bar)	Vcmax(m/s)		Acmax(m/s <sup>2</sup> )	
		Mea.	Cal.	Mea.	Cal.
70	0	0.65	0.69	-104	-108
	40	0.66	0.69	-32	-36
	70	0.7	0.661	-31	-33.5

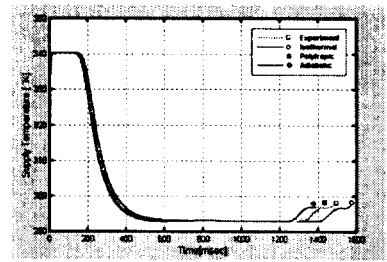


(a) supply temperature

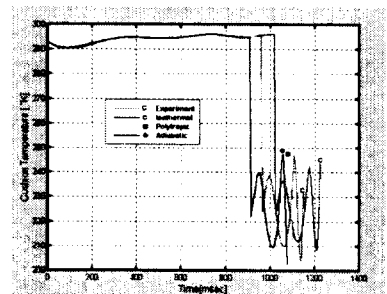


(b) cushion temperature

**Fig. 8** Experimental and calculated results for temperature; a vertically mounted cylinder, piston diameter 80mm, supply pressure 6bar, load 100kgf, upward test.

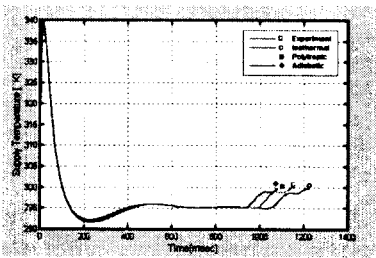


(a) supply temperature

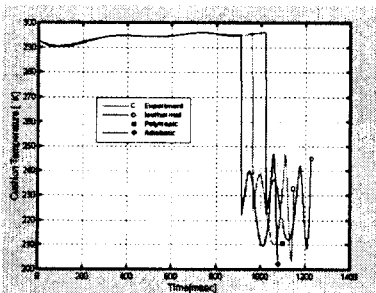


(b) cushion temperature

**Fig. 10** Experimental and calculated results for temperature; a horizontally mounted cylinder, piston diameter 80mm, supply pressure 6bar, load 100kgf, forward test.

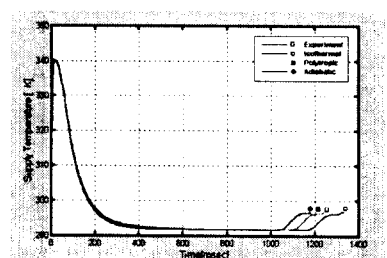


(a) supply temperature

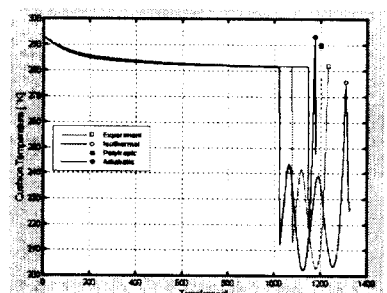


(b) cushion temperature

**Fig. 9** Experimental and calculated results for temperature; a vertically mounted cylinder, piston diameter 80mm, supply pressure 6bar, load 100kgf, downward test.

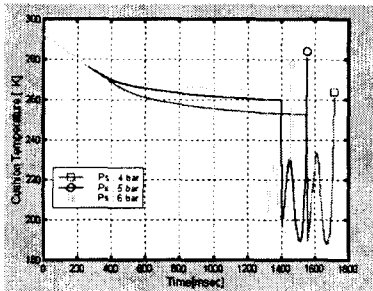


(a) supply temperature

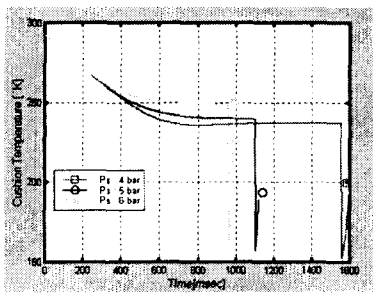


(b) cushion temperature

**Fig. 11** Experimental and calculated results for temperature; a horizontally mounted cylinder, piston diameter 80mm, supply pressure 6bar, load 100kgf, backward test.



(a) temperature(80mm)



(b) temperature(63mm)

Fig. 12 Temperature results for different supply pressure.

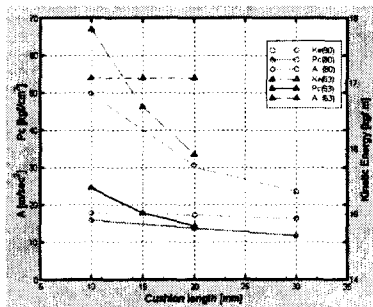


Fig. 13 Computed results for different cushion length.

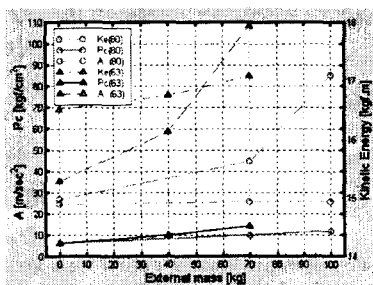


Fig. 14 Computed results for different attached mass.

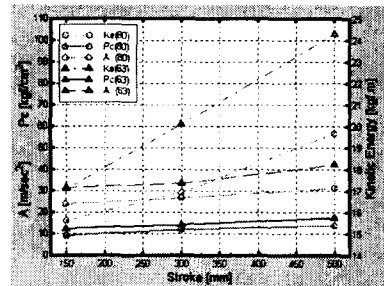


Fig. 15 Computed results for different stroke.

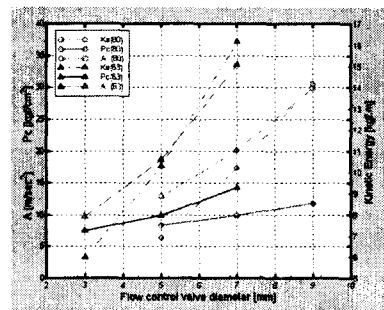


Fig. 16 Computed results for different cylinder in/outlet area.

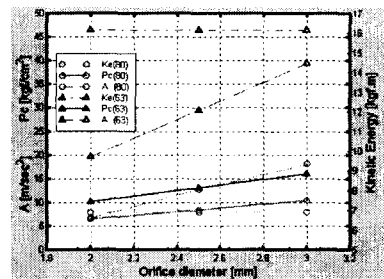


Fig. 17 Computed results for different orifice area.

도 및 운동에너지 값을 나타낸 그래프는 Fig. 13~ Fig. 17에 있다. 여기서 우리가 알 수 있는 것은 쿠션길이가 클수록 쿠션압력과 가속도는 감소하고, 외부하중이 클수록 압력, 가속도, 운동에너지는 증가하며, 스트로크가 클수록, 유효 단면적이 클수록 압력, 운동에너지는 증가하고 가속도는 거의 일정할 정도로 미세하게 증가함을 알았다. 그리고 오리피스 유효단면적에 따른 쿠션영역의 변화도 확인하였다.

6. 결 론

지금까지 공기압 쿠션실린더 특성파악을 위하여 실험 및 컴퓨터 시뮬레이션을 통한 연구결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 수직으로 실린더를 설치한 후 상승 및 하강 작동을 할 때, 시뮬레이션값과 실험값의 차이는 5.3%, 수평전진, 후진과정에서는 9%의 최대오차값을 나타냈다. 그리고 쿠션영역의 특성인자인 쿠션압력 및 스트로크시간은 외부하중, 유효단면적 및 기하학적치수의 함수임을 알아냈다.
- (2) 시뮬레이션에서 사용한 실험상수인 댐핑, 누설 및 유출계수는 공급압력, 피스톤속도 및 외부하중에 의존함을 알 수 있었다.
- (3) 압력에 따라 온도변화가 심했으며 이는 응축현상에 의한 쉴기능마비로 수명에 영향이 있다는 사실과, 공기압 쿠션실린더의 실제과정은 등엔트로피와 등온의 중간과정이며, 쿠션영역은 단열과정에 가까움을 확인하였다.
- (4) 쿠션능력은 운동에너지관계로 설명할 수 있으며, 쿠션압력과 가속도가 운동에너지와 비례관계임을 확인하였다.
- (5) 설계관점에서 살펴본바, 쿠션장치의 설계파라메타는 쿠션슬리브길이, 스트로크, 실린더 포트 단면적, 외부하중에 영향이 있고, 오리피스 단면적에 큰 영향이 없음을 알았다.

참고문헌

- (1) Wang, W. T., Singh, R. and Guenther, D. A., 1983, "Computer Simulation of a Shock-Absorbing Pneumatic Cylinder," Journal of Sound and vibration, Vol.93, No.3, pp. 353~364.
- (2) Romiti, A. and Raparelli, T., 1990, "Dynamic Modeling and Simulation of Pneumatic System," ISFP, pp.137~146.
- (3) Backe, W. and Eschmann, R., 1986, "A Simulation Program for Pneumatics," RWTH Achen, pp.1~14.
- (4) Bowns, D. E. and Ballard, R. L., 1972, "Digital Computation for the Analysis of Pneumatic

Actuator Systems," FPTG, Vol.186, pp.881~889.

- (5) Toshiharu Kagawa and Masashi Shimizu, 1991, "Air Temperature Change of Pneumatic Cylinder with Meter-out Control and Its effect on the Velocity," ASME, pp.549~554.
- (6) Parker, G. A. and Bell, J. W., 1975, "An Analysis of Pneumatic Cylinder Cushioning," IFPC, E3-39~60.
- (7) Adams, G. O., Bonnell, R. D. and Funk, J. E., 1968, "Computer Simulation of Fluid Power Systems," NCFP, pp.169~182.
- (8) 김동수의 2인, 1994, "가변체적에서의 압축공기 Charging 및 Discharging 동특성 해석," KSME추계학술대회, pp.98~105.
- (9) 김동수의 3인, 1994, "공기압 쿠션실린더의 동특성에 관한 실험적 연구," KSME추계학술대회, pp.106~118.

저 자 소 개



김동수(金東洙)

1960년 2월생. 1987년 영남대학교 기계공학과(학사). 1991년 영남대학교 기계공학과(석사), 2000년 영남대학교 기계공학과(박사). 2상유동 열전달 및 압축공기 제어 시스템 특성해석 및 Component개발에 관심을 갖고 연구하고 있으며 1991년부터 현재까지 한국기계연구원 선임연구원으로 근무하고 있음.



이상천(李相天)

1952년 7월생. 1974년 서울대학교 기계공학과(학사), 1976년 KAIST 기계공학과(석사). 1983년 North western Univ. 기계공학과(박사). 2상유동 열전달, 열교환기설계 및 성능평가에 관심을 갖고 연구하고 있으며 1976년부터 영남대학교 교수로 근무하고 있으며, 공업기술 연구소장을 거쳐 현재는 국책지원사업단장 및 공과대학장을 역임하고 있음