

## 차량용 충격흡수기의 설계변수에 따른 성능고찰

이춘태<sup>#</sup>, 이진걸<sup>\*</sup>

### A Study on the Influence of Design Parameters on the Automotive Shock Absorber Performance

Choon Tae Lee<sup>#</sup>, Jin Kul Lee<sup>\*</sup>

#### ABSTRACT

In this study, a mathematical nonlinear dynamic model is introduced to predict the damping force of automotive shock absorber. And 11 design parameters were proposed for the sensitivity analysis of damping force. Design parameters consist of 5 piston valve design parameters, 5 body valve design parameters and 1 initial pressure of reservoir chamber air. All of these design parameters are main design parameters of shock absorber in the procedure of shock absorber design. The simulation results of this paper offer qualitative information of damping force variation according to variation of design parameters. Therefore, simulation results of this paper can be usefully use in the design procedure of shock absorber

**Key Words** : Shock absorber(충격흡수기), Damping force(감쇠력), Design parameter(설계변수), Sensitivity analysis(민감도 해석), Piston valve(피스톤밸브), Body valve(몸체밸브), Twintube(튜윈튜브), Bleed valve(블리드밸브), Intake valve(인테이크밸브), Suction valve(흡입밸브)

#### 1. 서론

차량의 현가장치(suspension system)는 차체의 중량을 지지하고, 노면에 의한 차륜의 상하 진동을 완화하고 흡수하여 차체에 전달되는 진동을 억제하는 역할을 한다. 현가장치를 구성하는 부품 중에서 충격흡수기(shock absorber)는 다양한 교축으로 구성된 유체저항에 의해 발생하는 감쇠력(damping force)에 의하여 차체에 전달되는 에너지를 흡수하여 차체의 운동을 억제 또는 제어하는 역할을 담당하고 있다. 이러한 충격흡수기의 감쇠력은 가진속

도에 따른 비선형 특성을 가지며, 충격흡수기 내의 다양한 유체 교축들의 조합에 의하여 감쇠력이 결정된다. 충격흡수기에 대한 연구는 Lang<sup>1</sup>에 의해 최초로 수학적 모델이 제시된 후 성능해석을 위한 다양한 연구<sup>2-6</sup>가 진행되고 있으나 설계변수의 영향에 대한 연구는 거의 이루어지지 않았다. 최근 이에 대한 연구<sup>7</sup>가 진행되었으나, 다양한 충격흡수기의 설계변수에 대한 분석이 미흡하고, 감쇠력-속도 및 감쇠력-변위선도 상호간의 상관관계를 제시하지 아니하였다. 따라서 본 연구에서는 충격흡수기의 유동해석을 바탕으로 하여 감쇠력에 영향을 미치는

<sup>1,2</sup> 2002년 11월 25일 접수  
<sup>#</sup> 교신저자, 부산대학교 대학원 지능기계공학과  
Email : ctlee@pusan.ac.kr, Tel : (051) 510-1388  
<sup>\*</sup> 부산대학교 기계공학부

11개의 설계변수를 도출하고 도출된 설계변수의 변화에 대한 감쇠력-속도 및 감쇠력-변위선도에서의 감쇠력 변화를 시뮬레이션을 통해 검증하였으며 또한, 감쇠력-변위선도 및 감쇠력-속도선도 사이의 상관관계를 시뮬레이션을 통하여 규명하였다.

## 2. 압축, 인장행정에서의 유동해석

본 연구의 대상이 되는 수동형 튜브형 타입 충격흡수기에 대한 구조를 Fig. 1에 나타내었다. 또한 피스톤 변위에 의한 유체의 유동을 설명하기 위한 해석모델을 Fig. 2에 나타내었다. 압축행정 (compression stroke)에서의 유체 유동은 피스톤밸브 (1)를 통하여 압축실(compression chamber)에서 인장실(rebound chamber)로 흐르는 유동  $Q_r$ 과 몸체밸브 (2)를 통하여 압축실에서 저장실(reservoir chamber)로 흐르는 유동  $Q_c$ 로 구분할 수 있다.  $Q_c$ 는 몸체밸브의 블리드밸브(bleed valve)를 통한 유동  $Q_{cl}$ 와 블로오프밸브(blow off valve)를 통한 유동  $Q_{co}$ 로 구분할 수 있다. 피스톤밸브를 통한 유동  $Q_r$ 은 피스톤밸브의 블리드밸브(4)를 통한 유동  $Q_{rl}$ 과 인테이크 밸브(6)를 통한 유동  $Q_{ro}$ 로 구분할 수 있다. 반대로 인장행정(rebound stroke)에서의 유체 유동은, 피스톤밸브(1)를 통하여 인장실에서 압축실로 흐르는 유동  $Q_r$ 과 몸체밸브를 통하여 저장실에서 압축실로 흐르는 유동  $Q_c$ 로 구분할 수 있다. 몸체밸브(2)를 통과하는 유동  $Q_c$ 는 몸체밸브의 블리드밸브를 통한 유동  $Q_{cl}$ 과 흡입밸브(7)를 통한 유동  $Q_{co}$ 로 구분할 수 있다. 또한 피스톤밸브(1)를 통한 유동  $Q_r$ 은 피스톤밸브의 블리드밸브(4)를 통한 유동  $Q_{rl}$ 과 블로오프밸브(5)를 통한 유동  $Q_{ro}$ 로 구분할 수 있다.

## 3. 충격흡수기의 수학적 모델링

### 3.1 압축실과 인장실의 연속 방정식

Fig. 1에서 표시한 압축실의 연속방정식은 식 (1)과 같이 표시할 수 있다.

$$\frac{V_c}{K} \frac{\partial P_c}{\partial t} = -A_p \dot{x} + (Q_r + Q_c) \text{sgn}(\dot{x}) \quad (1)$$

여기서,  $K$ 는 유체의 체적탄성계수(bulk modulus of elasticity),  $P_c$ 는 압축실의 압력,  $V_c$ 는 압축실 체적,  $A_p$ 는 피스톤 단면적,  $\dot{x}$ 는 피스톤 속도,  $Q_r$ 은 인장실과 압축실 사이의 유량,  $Q_c$ 는 저장실과 압축실 사이의 유량을 나타낸다. 또한,  $\text{sgn}(\dot{x})$ 는  $\dot{x} > 0$  이면 양(+),  $\dot{x} < 0$  이면 음(-)을 나타낸다.

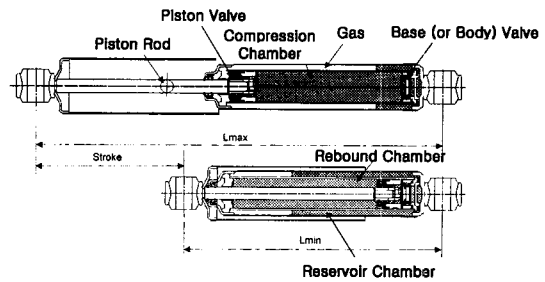


Fig. 1 Schematic diagram of typical twintube type passive shock absorber

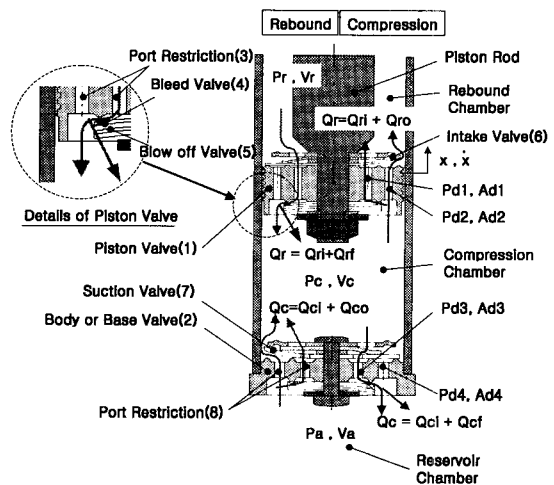


Fig. 2 Schematic diagram for operation principles of shock absorber

같은 방법으로 인장실의 연속방정식은 식 (2)와 같이 표시할 수 있다.

$$\frac{V_r}{K} \frac{\partial P_r}{\partial t} = (A_p - A_{rod}) \dot{x} - Q_r \text{sgn}(\dot{x}) \quad (2)$$

여기서,  $V_r$ 은 인장실의 체적,  $P_r$ 은 인장실의 압력,  $A_{rod}$ 는 피스톤 로드 단면적을 나타낸다.

### 3.2 압축 행정에서의 유량방정식

압축행정에서 피스톤밸브를 통한 인장실과 압축실 사이의 유량  $Q_r$ 은 식 (3)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned}
 Q_r &= Q_{ri} + Q_{ro} & (3) \\
 Q_{ri} &= C_d A_{pb} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_c - P_{d1})} \\
 &= C_d A_{d1} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{d1} - P_r)} \\
 Q_{ro} &= C_d A_{d2} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_c - P_{d2})} \\
 &= Q_{im} \frac{(P_{d2} - P_{icr})}{(P_{im} - P_{icr})}
 \end{aligned}$$

단,  $P_{d2} < P_{icr}$ 이면  $Q_{ro} = 0$  이다.

여기서,  $C_d$ 는 유량계수(coefficient of discharge),  $A_{pb}$ 는 피스톤밸브(1)의 블리드밸브(4) 교축단면적,  $A_{d1}$ 과  $A_{d2}$ 는 피스톤밸브 교축(port restriction)(3)의 단면적,  $P_{d1}$ 과  $P_{d2}$ 는 피스톤밸브 교축에서의 압력,  $Q_{im}$ 은 인테이크밸브(6)의 최대유량,  $P_{icr}$ 은 인테이크밸브의 크래킹압력(cracking pressure),  $P_{im}$ 은 인테이크밸브의 최대유량에서의 압력을 나타낸다. 또한, 압축행정에서의 몸체밸브를 통한 압축실과 저장실 사이의 유량  $Q_c$ 는 식 (4)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned}
 Q_c &= C_d A_{d3} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_c - P_{d3})} = Q_{ci} + Q_{cf} & (4) \\
 Q_{ci} &= C_d A_{bb} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{d3} - P_a)} \\
 Q_{cf} &= Q_{bm} \frac{(P_{d3} - P_{bcr})}{(P_{bm} - P_{bcr})}
 \end{aligned}$$

단,  $P_{d3} < P_{bcr}$ 이면  $Q_{cf} = 0$

여기서,  $A_{bb}$ 는 몸체밸브(2)의 블리드밸브 교축

단면적,  $A_{d3}$ 은 몸체밸브의 교축(8) 단면적,  $P_{d3}$ 은 몸체밸브 교축에서의 압력,  $P_a$ 는 저장실의 압력,  $Q_{bm}$ 은 몸체밸브의 블로오프밸브 최대유량,  $P_{bcr}$ 은 몸체밸브의 블로오프밸브 크래킹압력,  $P_{bm}$ 은 몸체밸브의 블로오프밸브 최대유량에서의 압력을 나타낸다.

### 3.3 인장 행정에서의 유량방정식

인장행정에서 피스톤밸브를 통한 인장실과 압축실 사이의 유량  $Q_r$ 은 식 (5)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned}
 Q_r &= C_d A_{d1} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_r - P_{d1})} = Q_{ri} + Q_{rf} & (5) \\
 Q_{ri} &= C_d A_{pb} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{d1} - P_c)} \\
 Q_{rf} &= Q_{pm} \frac{(P_{d1} - P_{pcr})}{(P_{pm} - P_{pcr})} \\
 \text{단, } &P_{d1} < P_{pcr} \text{ 이면 } Q_{rf} = 0
 \end{aligned}$$

여기서,  $Q_{pm}$ 은 피스톤밸브의 블로오프밸브(5) 최대유량,  $P_{pcr}$ 은 피스톤밸브의 블로오프밸브 크래킹압력,  $P_{pm}$ 은 피스톤밸브의 블로오프밸브 최대유량에서의 압력을 나타낸다. 또한, 인장행정에서의 몸체밸브를 통한 압축실과 저장실 사이의 유량  $Q_c$ 는 식 (6)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned}
 Q_c &= Q_{ci} + Q_{co} & (6) \\
 Q_{ci} &= C_d A_{bb} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_a - P_{d3})} \\
 &= C_d A_{d3} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{d3} - P_c)} \\
 Q_{co} &= C_d A_{d4} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_a - P_{d4})} \\
 &= Q_{sm} \frac{(P_{d4} - P_{scr})}{(P_{sm} - P_{scr})}
 \end{aligned}$$

단,  $P_{d4} < P_{scr}$ 이면  $Q_{co} = 0$

여기서,  $A_{d4}$ 는 몸체밸브 교축(8)의 단면적,  $P_{d4}$ 는 몸체밸브 교축에서의 압력,  $Q_{sm}$ 은 흡입밸브(7)의 최대유량,  $P_{scr}$ 은 흡입밸브의 크래킹 압력,

$P_{sm}$ 은 흡입밸브의 최대유량에서의 압력을 나타낸다.

### 3.4 저장실의 유동해석

저장실 공기의 압력은 식 (7)과 같은 이상기체 방정식으로 나타낼 수 있다.

$$P_a V_a = m_a RT \quad (7)$$

여기서,  $P_a$ 는 저장실 공기압력,  $V_a$ 는 저장실 공기체적,  $m_a$ 는 저장실 공기질량,  $R$ 은 기체상수,  $T$ 는 저장실 공기의 절대온도를 나타낸다. 저장실은 밀폐되어 있으므로 저장실 공기의 질량  $m_a$ 가 일정하고, 온도  $T$ 가 일정하다고 가정하면 이상기체 방정식은 식 (8)과 같이 나타낼 수 있다.

$$P_a V_a = const \quad (8)$$

여기서, 저장실 공기체적  $V_a$ 의 시간에 대한 체적변화는 피스톤 중립점에서의 체적  $V_{ao}$ 에서 저장실로 출입하는 유체의 체적을 뺀 식 (9)와 같이 나타낼 수 있다

$$V_a(t) = V_{ao} - \int Q_c(t) dt \quad (9)$$

그러므로 저장실 공기의 압력변동은 식 (7)과 식 (9)로부터 식 (10)과 같이 나타낼 수 있다.

$$P_a = \frac{m_a RT}{V_{ao} - \int Q_c(t) dt} \quad (10)$$

### 3.5 피스톤 감쇠력

Fig. 3에 피스톤 양단에 작용하는 힘을 표시하였다. Fig. 3으로부터 피스톤에 작용하는 감쇠력은 식 (11)과 같이 나타낼 수 있다.

$$F_d = P_c A_p - P_r A_r \pm F_{fri} \quad (11)$$

여기서,  $F_d$ 은 감쇠력,  $A_r = A_p - A_{rod}$ ,  $F_{fri}$ 은

피스톤 로드에서 작용하는 마찰력을 나타낸다.

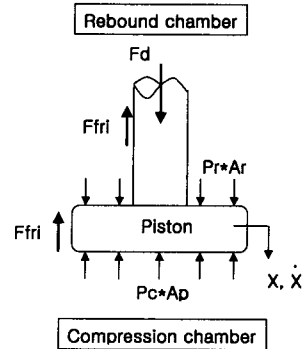


Fig. 3 Freebody diagram of shock absorber piston

## 4. 시뮬레이션 결과 및 고찰

### 4.1 설계변수의 선정

Table 1에 본 연구에서 선정한 설계변수와 설계변수의 범위를 나타내었다. 본 연구에서 선정한 설계변수의 물리적 의미는 다음과 같다. 인테이크밸브와 흡입밸브의 크래킹압력(①, ⑥)은 인테이크밸브와 흡입밸브를 받치고 있는 스프링의 초기 압축력에 의하여 결정되는 압력이다. 즉, 인테이크밸브와 흡입밸브가 스프링 힘을 이기고 열리기 시작하는 점에서의 압력을 의미한다. 또한, 인테이크밸브 등의 유량-압력 기울기(②, ⑤, ⑦, ⑩)는 밸브가 열리고 난 후의 유량-압력 선도의 기울기를 의미한다. 블리드밸브는 얇은 원판 외주에 일정 간격으로 가공된 여러 개의 슬롯(slot)으로 구성되어 있다. 따라서 블리드밸브의 교축직경(③, ⑧)은 슬롯 단면적의 합을 원형 단면적으로 환산한 등가직경을 의미한다. 블로오프밸브의 크래킹압력(④, ⑨)은 블로오프밸브를 받치고 있는 시트(seat)의 단차에 의한 초기 압축력에 의해 결정되는 압력이다. 즉, 블로오프밸브가 열리기 시작하는 점에서의 압력을 의미한다. Table 2에는 본 연구에서 사용한 기타 파라미터들을 나타내었다.

### 4.2 피스톤밸브 설계변수의 영향

#### 4.2.1 인테이크밸브 크래킹압력 영향

Fig. 4에 인테이크밸브의 크래킹압력이 감쇠력에 미치는 영향을 나타내었다. 인테이크밸브는 체

Table 1 Design parameters of shock absorber

parameters		ranges
piston valve	intake valve cracking pressure①	0.1~3.0 bar
	intake valve flow rate -pressure gradient②	5~20 liter/min/bar
	bleed valve orifice diameter③	1.0~2.5 mm
	blow-off valve cracking pressure④	10~40 bar
	blow-off valve flow rate -pressure gradient⑤	0.5~2.0 liter/min/bar
body valve	suction valve cracking pressure⑥	0.1~3.0 bar
	suction valve flow rate -pressure gradient⑦	10~40 liter/min/bar
	bleed valve orifice diameter⑧	0.5~2.0 mm
	blow-off valve cracking pressure⑨	10~40 bar
	blow-off valve flow rate -pressure gradient⑩	0.5~2.0 liter/min/bar
initial pressure of reservoir chamber air⑪		0~6 bar

Table 2 Additional simulation parameters

piston diameter	30 mm
piston rod diameter	16 mm
reservoir chamber inner diameter	37 mm
reservoir chamber outer diameter	47 mm
initial fluid height in reservoir chamber	100 mm
initial rebound chamber volume	63 cm <sup>3</sup>
initial compression chamber volume	88.4 cm <sup>3</sup>
initial reservoir chamber volume	65.9 cm <sup>3</sup>
perfect gas constant	0.287 J/g/K
absolute viscosity of gas	0.0182 cP
hydraulic oil density	850 Kg/m <sup>3</sup>
hydraulic oil bulk modulus	17,000 bar
hydraulic oil kinematic viscosity	50 cSt
hydraulic oil temperature	40 °C

크밸브 기능을 하는 밸브로서 인장행정에서는 닫혀 있으므로 인장행정에서의 감쇠력에는 영향을 미치지 않고, 압축행정에서는 크래킹압력에 비례하여 감쇠력이 증가함을 알 수 있다.

#### 4.2.2 인테이크밸브 유량-압력 기울기 영향

Fig. 5에 인테이크밸브 유량-압력 기울기가 감쇠력에 미치는 영향을 나타내었다. 그림에서와 같이 인장행정에서는 감쇠력에 영향을 미치지 않음을 알 수 있다. 그러나 압축행정에서는 유량-압력 기울기의 변화에 따라서 블로오프 포인트(blow-off point)에 해당하는 Fig. 5의 “A”점은 거의 동일하지만 블로오프 포인트 보다 큰 속도영역에서는 유량-압력 기울기의 증가에 따라 감쇠력이 감소함을 알 수 있다. 여기서 블로오프 포인트는 인장행정에서는 피스톤밸브의 블로오프 밸브가 열리면서 발생하는 유량에 의해 발생하며 압축행정에서는 몸체밸브의 블로오프 밸브가 열리면서 발생하는 유량에 의해 발생한다. 즉, 각각 식(5)의  $Q_{rf}$  와 (4)의  $Q_{cf}$ 에 의해 발생하는 유량이다.

#### 4.2.3 블리드밸브 교축직경 영향

Fig. 6에 피스톤밸브의 블리드밸브 교축직경이 감쇠력에 미치는 영향을 나타내었다. 그림에서와 같이 피스톤밸브의 블리드밸브 교축직경이 증가함에 따라 압축행정에서의 감쇠력 변화는 거의 무시할 수 있지만, 인장행정에서는 블로오프 포인트가 “A에서 B”로 이동함과 동시에 중속영역에서의 감쇠력은 일정하게 감소함을 알 수 있다. 따라서 인장행정시 저속영역에서의 감쇠력 특성은 피스톤밸브의 블리드밸브 교축 크기에 큰 영향을 받음을 알 수 있다. F-S선도에서는 블로오프 포인트가 “C”에서 “D로 이동하여 상, 하사점(± 40 mm) 근방에서의 기울기가 줄어들음을 알 수 있다. 따라서 F-S선도의 상, 하사점 근방에서의 기울기는 F-V선도의 저속영역에서의 블로오프 포인트의 위치와 관련이 있음을 알 수 있다.

#### 4.2.4 블로오프밸브 크래킹압력 영향

Fig. 7에 피스톤밸브의 블로오프밸브 크래킹압력이 감쇠력에 미치는 영향을 나타내었다. 피스톤밸브의 블로오프밸브 크래킹압력의 변화는 압축행정에서의 감쇠력에는 영향을 미치지 않지만, 인장행정에서는 크래킹 압력이 증가함에 따라 블로오프 포인트를 A에서 B로 이동시킴을 알 수 있다. 따라서 피스톤밸브의 블로오프밸브 역시 인장행정에서의 저속영역 특성을 결정하는 중요한 설계변수임을 알 수 있다. 크래킹압력의 증가에 따라 F-S선도상

에서는 블로오프 포인터가 “C에서 D로 이동하지만 상, 하사점에서의 기울기는 변화가 없음을 알 수 있다.

#### 4.2.5 블로오프밸브 유량-압력 기울기 영향

Fig. 8에 피스톤밸브의 블로오프밸브 유량-압력 기울기가 감쇠력에 미치는 영향을 나타내었다. 그림에서와 같이 압축행정에서의 감쇠력에는 영향을 미치지 않지만 인장행정에서는 유량-압력 기울기의 증가에 따라서 블로오프 포인터는 동일하지만 블로오프 포인터보다 큰 속도영역에서는 감쇠력이 급격히 감소함을 알 수 있다.

### 4.3 몸체밸브 설계변수의 영향

#### 4.3.1 흡입밸브 크래킹압력 영향

Fig. 9에 흡입밸브의 크래킹압력이 감쇠력에 미치는 영향을 나타내었다. 그림에서와 같이 인장행정에서의 감쇠력에는 거의 영향을 미치지 않지만 압축행정에서는 크래킹 압력이 2.0 bar와 3.0 bar인 경우는 감쇠력 특성이 정상적인 형태에서 벗어남을 알 수 있다. 이것을 감쇄력 래그(Lag)현상이라고 한다. 이것은 흡입밸브의 크래킹 압력이 높은 경우, 인장행정에서 저장실의 압력이 흡입밸브의 크래킹 압력 보다 작아 흡입밸브를 정상적으로 열어주지 못하므로 압축실 내부에 캐비테이션이 발생하고, 압축행정에서는 캐비테이션에 의해 감쇄력이 정상적으로 발생하지 못하는 연속적인 현상을 말한다.

#### 4.3.2 흡입밸브 유량-압력 기울기 영향

Fig. 10에 흡입밸브의 유량-압력 기울기가 감쇠력에 미치는 영향을 나타내었다. 그림에서와 같이 흡입밸브의 유량-압력 기울기는 인장 및 압축에서의 감쇠력에 거의 영향을 미치지 않음을 알 수 있다.

#### 4.3.3 블리드밸브 교축직경 영향

Fig. 11에 몸체밸브의 블리드밸브 교축직경이 감쇠력에 미치는 영향을 나타내었다. 몸체밸브의 블리드밸브 교축직경 증가에 따라 인장행정에서는 감쇠력에 영향을 미치지 않고, 압축행정에서는 감쇠력을 약간 감소시킴을 알 수 있다. 특히, 압축행정의 블로오프 포인터를 “A에서 B로 이동시킴을 알 수 있다. 따라서 피스톤밸브의 블리드밸브와 같이 몸체밸브의 블리드밸브는 압축행정의 저속구간

특성을 결정하는 중요한 설계변수임을 알 수 있다.

#### 4.3.4 블로오프밸브 크래킹압력 영향

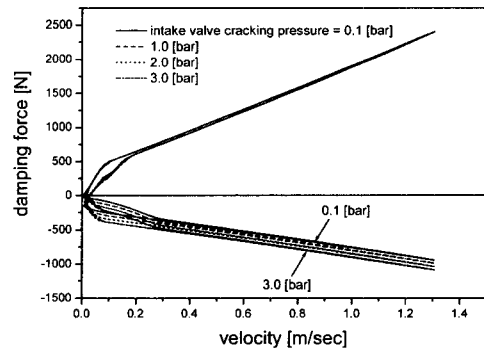
Fig. 12에 몸체밸브의 블로오프밸브 크래킹압력이 감쇠력에 미치는 영향을 나타내었다. F-V선도에서 몸체밸브의 블로오프밸브 크래킹압력 변화는 인장행정에서의 감쇠력에는 영향을 미치지 않지만 압축행정에서는 크래킹압력이 증가함에 따라 블로오프 포인터를 그림과 같이 이동시킴을 알 수 있다. 따라서 몸체밸브의 블로오프밸브 역시 압축행정에서의 저속영역 특성을 결정하는 중요한 설계변수임을 알 수 있다.

#### 4.3.5 블로오프밸브 유량-압력 기울기 영향

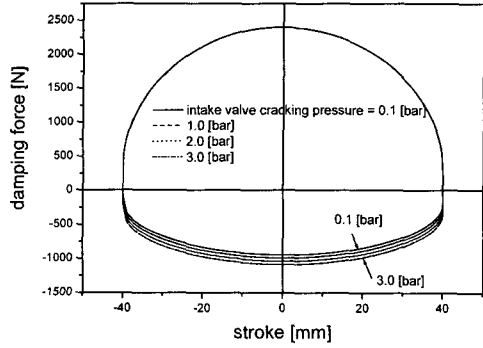
Fig. 13에 몸체밸브의 블로오프밸브 유량-압력 기울기가 감쇠력에 미치는 영향을 나타내었다. F-V선도에서 몸체밸브의 블로오프밸브 유량-압력 기울기의 변화는 인장행정에서의 감쇠력에는 영향을 미치지 않는다. 그러나 압축행정에서는 블로오프 포인터는 변화가 없지만 이보다 큰 속도영역에서는 유량-압력 기울기가 증가함에 따라 감쇠력이 감소함을 알 수 있다.

### 4.4 저장실 초기압력 영향

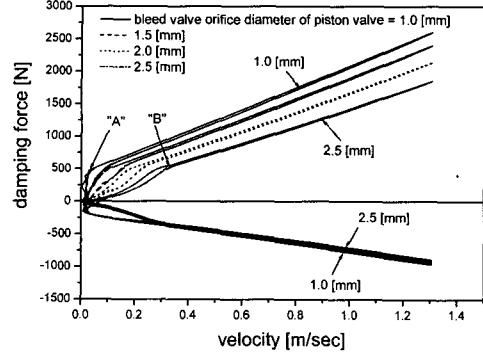
Fig. 14에 저장실 공기의 초기압력이 감쇠력에 미치는 영향을 나타내었다. 저장실 공기의 초기압력의 증가에 따라서 인장행정에서는 감쇠력이 일정하게 감소하지만, 압축행정에서는 일정하게 증가함을 알 수 있다. 이것은 F-S선도에서, F-S선도가 전체적으로 밀로 이동한 것처럼 나타남을 알 수 있다.



(a)

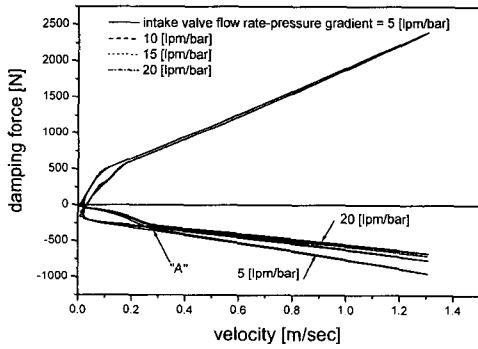


(b)

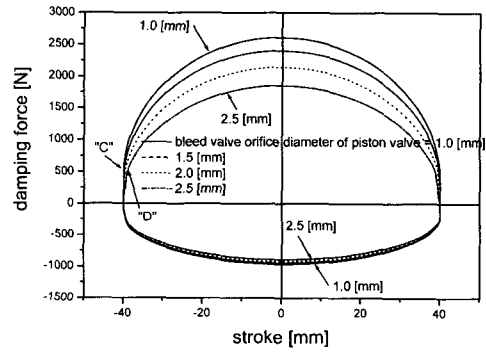


(a)

Fig. 4 Effects of intake valve cracking pressure on (a) F-V and (b) F-S diagram

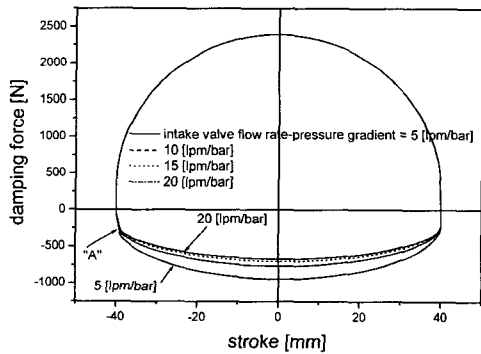


(a)



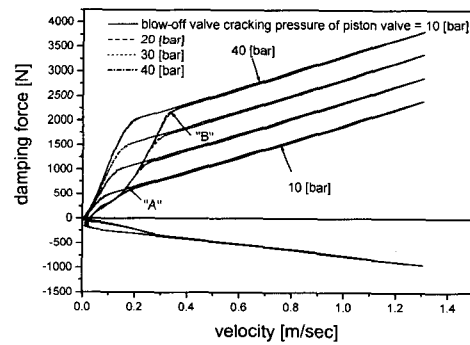
(b)

Fig. 6 Effects of bleed valve orifice diameter of piston valve on (a) F-V and (b) F-S diagram

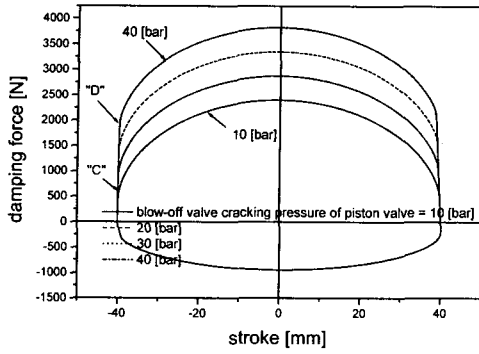


(b)

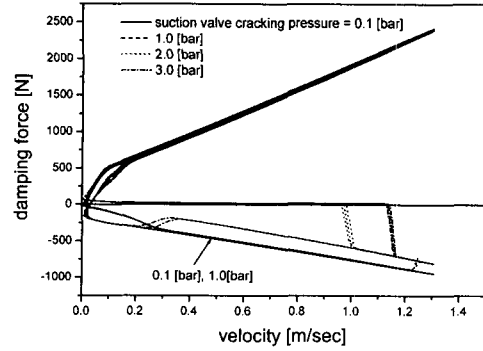
Fig. 5 Effects of intake valve flow rate-pressure gradient on (a) F-V and (b) F-S diagram



(a)

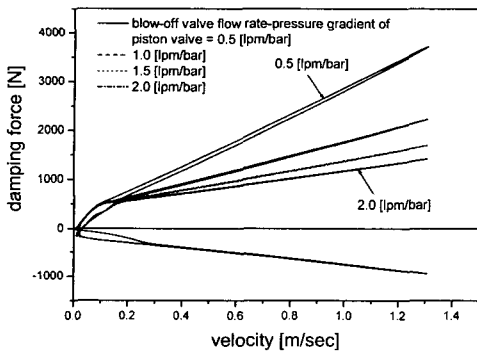


(b)

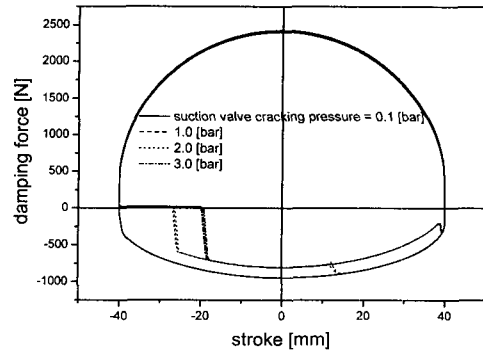


(a)

Fig. 7 Effects of blow-off valve cracking pressure of piston valve on (a) F-V and (b) F-S diagram

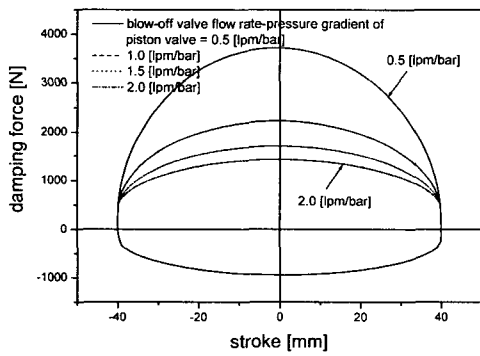


(a)

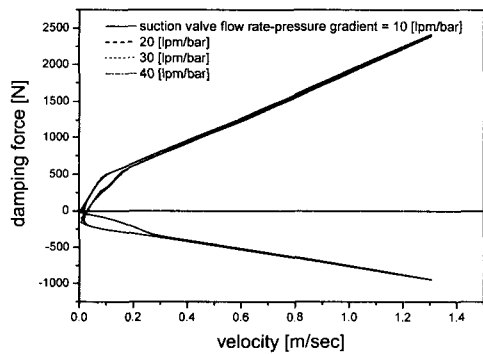


(b)

Fig. 9 Effects of suction valve cracking pressure on (a) F-V and (b) F-S diagram



(b)



(a)

Fig. 8 Effects of blow-off valve flow rate-pressure gradient of piston valve on (a) F-V and (b) F-S diagram



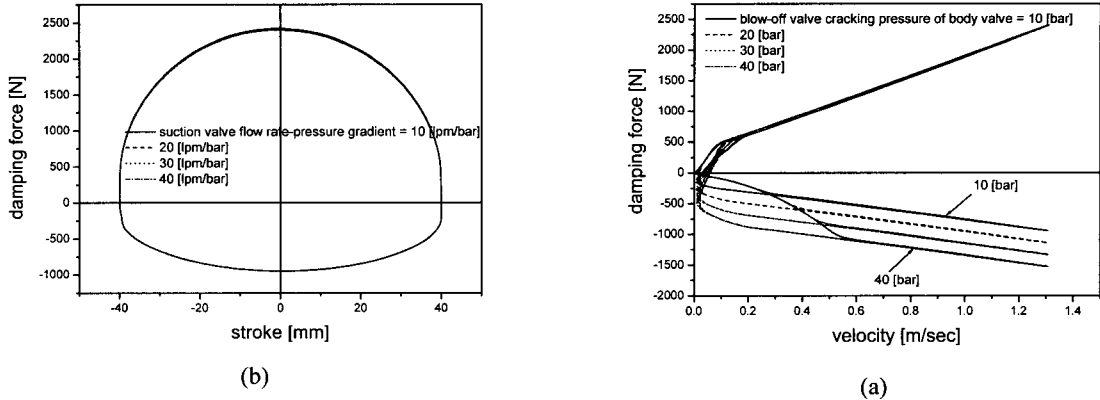


Fig. 10 Effects of suction valve flow rate-pressure gradient on (a) F-V and (b) F-S diagram

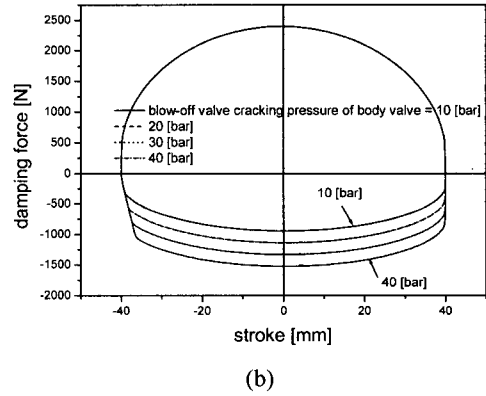
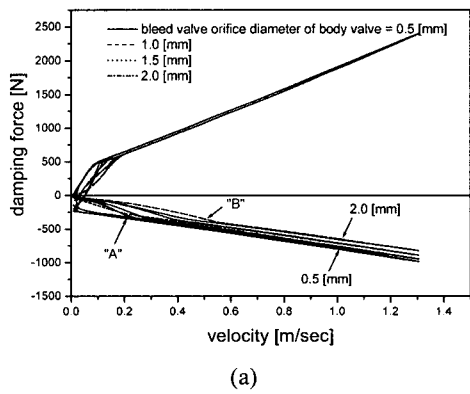


Fig. 12 Effects of blow-off valve cracking pressure of body valve on (a)F-V and (b)F-S diagram

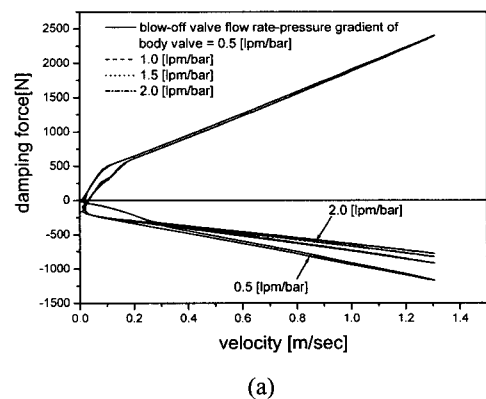
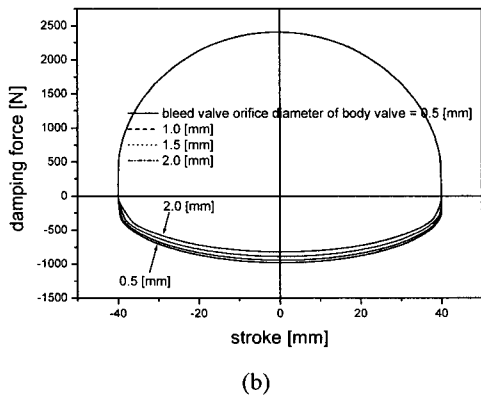


Fig. 11 Effects of bleed valve orifice diameter of body valve on (a) F-V and (b) F-S diagram

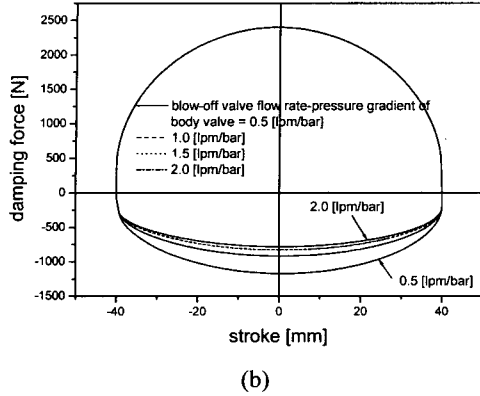


Fig. 13 Effects of blow-off valve flow rate-pressure gradient of body valve on (a) F-V and (b) F-S diagram

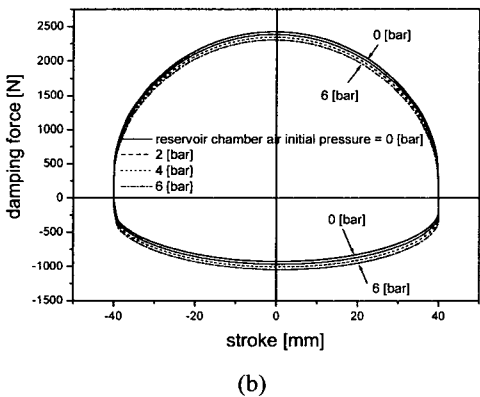
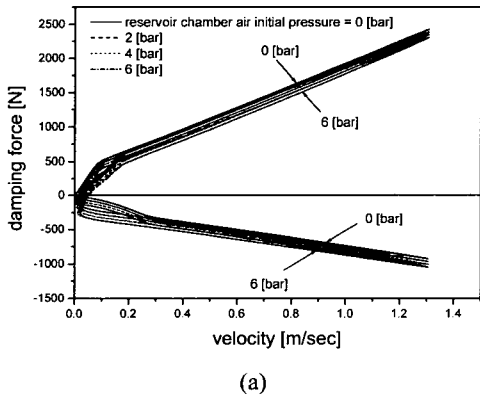


Fig. 14 Effects of initial pressure of reservoir chamber air on (a) F-V and (b) F-S diagram

### 5. 결론

차량용 충격흡수기의 피스톤밸브와 몸체밸브의 주요 설계변수에 대한 민감도 해석을 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 인장행정 of 저속영역에서의 감쇠력 특성이 가장 큰 영향을 미치는 설계변수는 피스톤밸브의 블리드밸브 교축 직경과 피스톤밸브의 블로오프밸브 크래킹압력 임을 확인하였다.

(2) 압축행정 of 저속영역에서의 감쇠력 특성이 가장 큰 영향을 미치는 설계변수는 인장행정에서와 동일하게 몸체밸브의 블리드밸브 교축 직경과 몸체밸브의 블로오프밸브 크래킹압력 임을 확인하였다.

(3) 인테이크밸브의 크래킹압력은 압축행정의 감쇠력 특성에 영향을 미치고, 흡입밸브의 크래킹압력은 압축행정의 감쇠력 특성에 영향을 미치지 않지만 그 영향은 적음을 확인하였다. 또한 흡입밸브의 크래킹압력을 공기저장실의 압력보다 크게 설정하는 경우는 충격흡수기의 감쇠력 특성이 정상적인 형태를 벗어남을 확인하였다.

(4) 충격흡수기를 구성하는 각 밸브의 유량-압력 기울기 특성은 인장 및 압축행정에서의 저속영역 감쇠력 특성에는 영향을 미치지 않지만, 중고속 영역에서의 감쇠력 기울기를 결정하는 중요한 설계변수임을 확인하였다. 그러나 흡입밸브의 유량-압력기울기는 감쇠력 특성에 거의 영향을 미치지 않음을 확인하였다.

(5) 저장실 공기의 초기압력의 증가는 인장행정의 감쇠력은 감소시키고, 압축행정의 감쇠력은 증가시킴을 확인하였다.

### 참고문헌

- Lang. Harold Harvey, "A study of the characteristics of automotive hydraulic dampers at high stroking frequencies," Ph. D. Dissertation, University of Michigan, 1977.
- Herr, F., Malin, T., Lane, J. and Roth, S., "A shock absorber model using CFD analysis and Easy5," SAE International Congress and Exposition, 1999-01-1322.
- Koenraad Reybrouck, "A nonlinear parametric model of an automotive shock absorber," SAE

940869.

4. Stefaan W. Duym, Randy Stiens, Gino V. Baron, Koenraad G. Reybrouck, "Physical modeling of the hysteretic behaviour of automotive shock absorbers," SAE 970101.
5. Joris Van Haver, "Structure-borne shock absorber noise : non-linear noise source characterization in a laboratory environment," SAE 951255.
6. Cho Kyungil, So Sanggyun, "A Study of the New Typed Stroke Dependent Damper," J of the KSAE, Vol. 7, No. 3, pp. 294-300, 1999.
7. Park Jaewoo, Shin Sangyoon, Joo, Dongwoo, Lee, Shibok, "An Investigation into the Effect of Each Parameter on the Damping Forces Dynamic Behaviour Analysis P/G of S/A," J of the KSPE, Vol. 14, No. 10, pp. 44-49, 1997.