

## 차량용 충격흡수기의 비선형 동적거동 모델링 및 감쇠력 특성해석에 대한 연구

이 춘 태<sup>\*1)</sup> · 곽 동 훈<sup>1)</sup> · 정 봉 호<sup>1)</sup> · 이 진 걸<sup>2)</sup>

부산대학교 지능기계공학과 대학원<sup>1)</sup> · 부산대학교 기계공학부<sup>2)</sup>

### A Study on the Nonlinear Dynamic Modeling and Analysis of Damping Force Characteristics of Automotive Shock Absorber

Choontae Lee<sup>\*1)</sup> · Donghoon Kwak<sup>1)</sup> · Bongho Jung<sup>1)</sup> · Jinkul Lee<sup>2)</sup>

<sup>1)</sup>Department of Mechanical and Intelligent Systems Engineering, Busan National University, Busan 609-735, Korea

<sup>2)</sup>Department of Mechanical Engineering, Busan National University, Busan 609-735, Korea

(Received 18 July 2002 / Accepted 9 December 2002)

**Abstract** : The performance of shock absorber is directly related to the car behaviour and performance, both for handling and comfort. In this study, a mathematical nonlinear dynamic model and computational method are introduced to study the flow and performance of shock absorber. The flow characteristics of components(piston and body valve) are investigated and applied to dynamic modeling of shock absorber to predict the damping force. The simulation results agree with the test data well. The shock absorber model proposed in this paper is applicable as a part of a full vehicle suspension simulation.

**Key words** : Shock absorber(충격흡수기), Damping force(감쇠력), Piston valve(피스톤밸브), Body valve(몸체밸브), Twintube(튜윈튜브), Bleed valve(블리드밸브), Intake valve(인테이크밸브), Suction valve(흡입밸브)

### 1. 서 론

차량용 충격흡수기(shock absorber)는 차량의 주행특성(승차감과 주행안정성)에 많은 영향을 미치는 주요 부품이다. 특히 최근의 전자화 추세에 따른 전자식 충격흡수기의 등장으로 차량의 현가(suspension) 성능이 급속히 발전하게 되었다. 그러나 이러한 전자식 충격흡수기의 등장에도 불구하고 감쇠력(damping force) 발생 메카니즘은 대부분 수동식 충격흡수기(passive shock absorber)의 기본적인 원리가 채용되고 있어 수동식 충격흡수기의 감쇠력 발생 메카니즘에 대한 이해는 현가장치 개발에 있

어서 여전히 중요한 부분을 차지하고 있다. 충격흡수기에 대한 연구는 Lang<sup>1)</sup>에 의해 최초로 수학적 모델이 제시된 후 성능해석을 위한 다양한 연구가 진행되고 있다. Herr<sup>2)</sup>는 CFD(Computational Fluid Dynamics)와 동적거동 모델을 결합하여 충격흡수기에 대한 수학적 모델을 제시하였지만 피스톤밸브(piston valve)의 블로오프밸브(blow off valve)를 단순 가변오리피스 모델로 제시하였으며, 인테이크밸브(intake valve)와 흡입밸브(suction valve)에 대한 모델 역시 단순 스프링장착형 체크밸브(check valve)로 모델링하여 블로오프 특성을 충분히 반영하지 못 하였다. 따라서, 시뮬레이션 결과로 제시한 감쇠력-속도선도의 중고속 영역에서의 블로오프 특성이 선형적으로 변화하지 않고 오리피스에 의한 2

\*To whom correspondence should be addressed.  
ctlee@pusan.ac.kr

차 흡수적 특성으로 나타남을 알 수 있다. Koenraad<sup>3)</sup>에 의해 제시된 모노튜브 타입(monotube type) 가스 충전식 충격흡수기 모델은 피스톤밸브에 대한 모델만을 제시하여 본 연구의 대상이 되는 튜윈튜브 타입(twintube type) 충격흡수기와는 구조적으로 차이가 있지만, 감쇠력을 발생시키는 주요 밸브들의 모델링은 실제 충격흡수기와 유사하게 모델링 되었다. 또한 Duym 등에 의하여 제시된 모델<sup>4,7)</sup> 역시 인테이크밸브 및 흡입밸브에 대한 모델링이 생략되어 있거나 단순 오리피스 모델로 모델링하여 정확한 유체 거동을 표현하기에는 불충분하다. 그리고 최근에는 스트로크 감응형에 대한 모델이 제시된 경우<sup>8)</sup>도 있지만 본 연구의 대상과 다르다. 따라서 본 연구에서는 튜윈튜브 타입 충격흡수기의 감쇠력을 발생시키는 각종 밸브의 유체 거동에 대한 자세한 분석과 함께 이를 바탕으로 한 비선형 동적 거동 모델을 제시하고, 제시된 모델을 시뮬레이션을 통하여 실험결과와 비교하여 그 타당성을 검증하였다. 또한 충격흡수기의 주요 챔버(chamber)에서 발생하는 압력 및 유량 변동을 시뮬레이션을 통해 예측하였다.

## 2. 압축, 인장행정에서의 유동해석

본 연구의 대상이 되는 수동형 튜윈튜브 타입 충격흡수기에 대한 구조를 Fig. 1에 나타내었다. 충격흡수기는 피스톤의 운동에 따라 피스톤로드(piston rod)에 설치된 피스톤밸브와 실린더 하단에 설치된 몸체밸브(body valve)에 의하여 감쇠력을 발생시키는 구조로 되어 있으며, 원하는 감쇠력을 발생시키기 위하여 다양한 유체 교축으로 구성되어 있다. 피스톤 변위에 의한 유체의 유동을 설명을 위한 해석 모델을 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.

압축행정에서 몸체밸브(2)를 통과하는 유동  $Q_c$ 는 몸체밸브의 블리드밸브(bleed valve)를 통한 유동

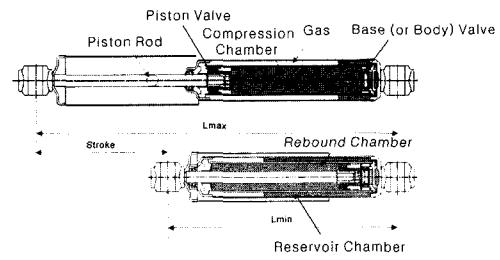


Fig. 1 Schematic diagram of twintube type shock absorber

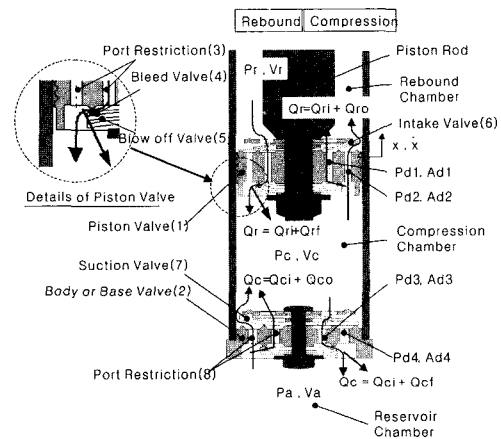


Fig. 2 Schematic diagram for operation principles of shock absorber

$Q_{ci}$ 와 블로오프밸브를 통한 유동  $Q_{co}$ 로 구분할 수 있다. 여기서, 피스톤의 운동이 느린 경우에는 블리드밸브를 통한 유동  $Q_{ci}$ 만 발생하고, 피스톤의 속도가 증가하여 몸체밸브를 통과하는 유량이 증가하면 블로오프밸브가 열려  $Q_{ci}$ 와  $Q_{co}$ 가 동시에 발생하게 된다. 피스톤밸브를 통한 유동  $Q_r$ 은 피스톤밸브의 블리드밸브(4)를 통한 유동  $Q_{ri}$ 와 인테이크밸브(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  $Q_{ci}$ 과 흡입밸브(7)을 통한 유동  $Q_{co}$ 로 구분할 수 있다. 또한 피스톤밸브(1)를 통한 유동  $Q_r$ 은 피스톤밸브의 블리드밸브(4)를 통한 유동  $Q_{ri}$ 과 블로오프밸브

(5)를 통한 유동  $Q_{rr}$ 로 구분할 수 있다.

### 3. 충격흡수기의 수학적 모델링

#### 3.1 압축실과 인장실의 연속 방정식

유체의 유동에 의한 연속방정식은 식 (1)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{V}{K} \frac{\partial P}{\partial t} + \frac{\partial V}{\partial t} = \sum Q_{in} - \sum Q_{out} \quad (1)$$

여기서  $V$ 는 챔버의 체적,  $K$ 는 유체의 체적탄성계수(bulk modulus of elasticity),  $P$ 는 챔버의 압력,  $Q_{in}$ 은 챔버로 유입되는 유량,  $Q_{out}$ 은 챔버로부터 빠져나가는 유량을 나타낸다. 그러므로 Fig. 2에서 표시한 압축실의 연속방정식은 식 (2)와 같이 표시할 수 있다.

$$\frac{V_c}{K} \frac{\partial P_c}{\partial t} = -A_p \dot{x} + (Q_r + Q_d) \operatorname{sgn}(\dot{x}) \quad (2)$$

여기서,  $V_c$ 는 압축실 체적,  $P_c$ 는 압축실 압력,  $A_p$ 는 피스톤 단면적,  $\dot{x}$ 는 피스톤 속도,  $Q_r$ 은 인장실과 압축실사이의 유량,  $Q_d$ 은 저장실과 압축실사이의 유량을 나타낸다. 또한,  $\operatorname{sgn}(\dot{x})$ 는  $\dot{x} > 0$  이면 양(+),  $\dot{x} < 0$  이면 음(-)을 나타낸다. 같은 방법으로 인장실의 연속방정식은 식 (3)과 같이 표시할 수 있다.

$$\frac{V_r}{K} \frac{\partial P_r}{\partial t} = (A_p - A_{rod}) \dot{x} - Q_r \operatorname{sgn}(\dot{x}) \quad (3)$$

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

#### 3.2 압축 행정에서의 유량방정식

압축행정에서 피스톤밸브를 통한 인장실과 압축실 사이의 유량  $Q_r$ 은 식 (4)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} Q_r &= Q_{ri} + Q_{ro} \\ Q_{ri} &= C_d A_{pb} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_c - P_d)} \\ &= C_d A_{d1} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_d - P_r)} \\ Q_{ro} &= C_d A_{d2} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_c - P_d)} \\ &= Q_{im} \frac{(P_d - P_{icr})}{(P_{im} - P_{icr})} \end{aligned} \quad (4)$$

단,  $P_d < P_{icr}$ 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,  $P_d$ 과  $P_r$ 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. 식 (4)에서 인테이크밸브(6)를 통과하는 유량  $Q_m$ 는 Fig. 3과 같이 릴리프밸브(relief valve)의 유량 특성으로 모델링 하였다. 또한, 압축행정에서의 몸체밸브를 통한 압축실과 저장실 사이의 유량  $Q_c$ 는 식 (5)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} Q_c &= C_d A_{d3} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_c - P_d)} = Q_{ci} + Q_{cf} \\ Q_{ci} &= C_d A_{bb} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_d - P_a)} \\ Q_{cf} &= Q_{bm} \frac{(P_d - P_{bcr})}{(P_{bm} - P_{bcr})} \end{aligned} \quad (5)$$

단,  $P_d < P_{bcr}$ 이면  $Q_{cf} = 0$

여기서  $A_{bb}$ 는 몸체밸브(2)의 블리드밸브 교축 단면적,  $A_{d3}$ 은 몸체밸브의 교축(8) 단면적,  $P_d$ 은 몸체밸브 교축의 압력,  $P_a$ 는 저장실의 압력,  $Q_{bm}$ 은 몸체밸브의 블로오프밸브 최대유량,  $P_{bcr}$ 은 몸체밸브의 블로오프밸브 크래킹 압력,  $P_{bm}$ 은 몸체밸브의 블로오프밸브 최대유량에서의 압력을 나타낸다.

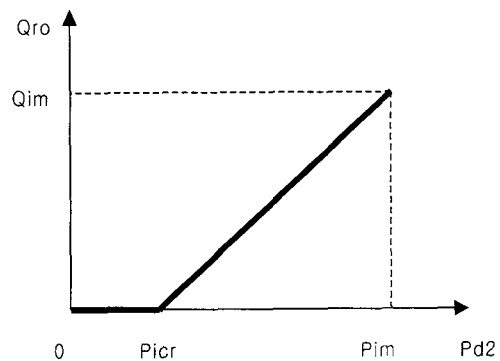


Fig. 3 Flow rate-pressure characteristics of intake valve

### 3.3 인장 행정에서의 유량방정식

인장행정에서 피스톤밸브를 통한 인장실과 압축실 사이의 유량  $Q_r$ 은 식 (6)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} Q_r &= C_d A_{d1} \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_r - P_d)} = Q_{r1} + Q_{r2} \\ Q_{r1} &= C_d A_{pb} \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_{d1} - P_c)} \\ Q_{r2} &= Q_{pm} \frac{(P_{d1} - P_{pcr})}{(P_{pm} - P_{pcr})} \end{aligned} \quad (6)$$

단,  $P_{d1} < P_{pcr}$  이면  $Q_{r2} = 0$

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 (7)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} Q_c &= Q_{c1} + Q_{c2} \\ Q_{c1} &= C_d A_{b1} \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_a - P_{d1})} \\ &= C_d A_{d3} \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_{d3} - P_c)} \\ Q_{c2} &= C_d A_{d4} \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_a - P_{d4})} \\ &= Q_{sm} \frac{(P_{d4} - P_{scr})}{(P_{sm} - P_{scr})} \end{aligned} \quad (7)$$

단,  $P_{d4} < P_{scr}$  이면  $Q_{c2} = 0$

여기서  $A_{d1}$ 는 몸체밸브 교축(8)의 단면적,  $P_{d1}$ 는 몸체밸브 교축에서의 압력,  $Q_{sm}$ 은 흡입밸브(7)의 최대유량,  $P_{scr}$ 은 흡입밸브의 크래킹압력,  $P_{sm}$ 은 흡입밸브의 최대유량에서의 압력을 나타낸다.

### 3.4 저장실의 유동해석

저장실은 압축실의 압력변동에 따라 몸체밸브를 거쳐 압축실에 유체를 보충하여 주거나, 여분의 유체를 받아들여 저장하기도 한다. 저장실 공기의 체적은 피스톤로드의 움직임에 의해 저장실로 유입되는 유체를 충분히 저장할 수 있는 체적으로 구성되어 있으며, 일반적으로 유체의 유입에 의한 저장실 공기의 압력변동은 적은 편이다. 저장실 공기의 압력은 식 (8)과 같은 이상기체방정식으로 나타낼 수 있다.

$$P_a V_a = m_a R T \quad (8)$$

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 일정하다고 가정하고, 온도의 영향을 무시하기 위하여 온도  $T$ 가 일정하다고 가정하면 이상기체방정식은 식 (9)와 같이 나타낼 수 있다.

$$P_a V_a = \text{const} \quad (9)$$

여기서 저장실 공기체적  $V_a$ 의 시간에 대한 체적 변화는 피스톤 중립점에서의 체적  $V_{ao}$ 에서 저장실로 출입하는 유체의 체적을 뺀 식 (10)과 같이 나타낼 수 있다.

$$V_a(t) = V_{ao} - \int Q_c dt \quad (10)$$

그러므로 저장실 공기의 압력변동은 식 (8)과 식 (10)으로부터 식 (11)과 같이 나타낼 수 있다.

$$P_a = \frac{m_a R T}{V_{ao} - \int Q_c dt} \quad (11)$$

### 3.5 피스톤 감쇠력

충격흡수기의 감쇠력은 피스톤 양단에 작용하는 압력 차에 의한 힘에 의하여 결정된다. 이 밖에 감쇠력을 결정하는 힘은 피스톤과 실린더 벽면사이에 작용하는 마찰력과 피스톤로드 및 로드가이드 사이에 작용하는 마찰력 등이 있다. 이러한 마찰력은 수직접촉력과 접촉면에 의해 결정되며, 마찰력에 대한 실험결과 인장 및 압축행정동안 각각 일정한 마찰력을 나타내므로 본 연구에서는 실험결과를 이용하여 인장행정시 40[N], 압축행정시 30[N]의 마찰력이 일정하게 작용한다고 가정하였다. Fig. 4에 피스톤 양단에 작용하는 힘을 표시하였다. Fig. 4로부터 피스톤에 작용하는 감쇠력은 식 (12)와 같이 나타낼 수 있다.

$$F_d = P_c A_p - P_r A_r \pm F_{fr} \quad (12)$$

여기서  $F_d$ 는 감쇠력,  $A_r = A_p - A_{rod}$ ,  $F_{fr}$ 는 피스톤에 작용하는 마찰력이다. 식 (12)에서 압축실 압력

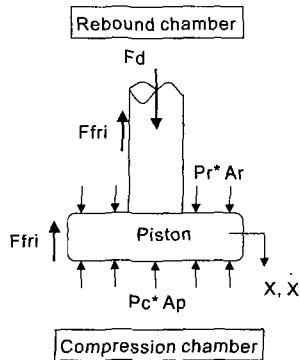


Fig. 4 Damping force of shock absorber

$P_c$ 와 인장실 압력  $P_r$ 은 각각 식 (2)와 (3)으로부터 구할 수 있고, 식 (2)와 식 (3)의 인장 및 압축행정에서의 유량은 식 (4)~(8)로부터 구할 수 있다. 또한 저장실의 압력은 식 (11)로부터 구할 수 있다.

#### 4. 시뮬레이션 모델

본 연구에서 사용한 충격흡수기의 유압 시뮬레이션 모델을 Fig. 5에 나타내었다. 본 모델은 앞에서 설명한 충격흡수기의 유체유동을 기본으로 하여 구성하였다. 본 시뮬레이션 모델은 프랑스의 IMAGINE 사에 의해 개발된 유공압 시스템 시뮬레이션 소프트웨어인 Amesim Ver 3.5를 사용하여 구성하였다. 그림으로부터 시뮬레이션 모델은 인장실, 압축실, 저장실, 피스톤 밸브, 몸체밸브 등으로 모델링 되었다. 시뮬레이션 모델의 입력부는 변위-속도변환기

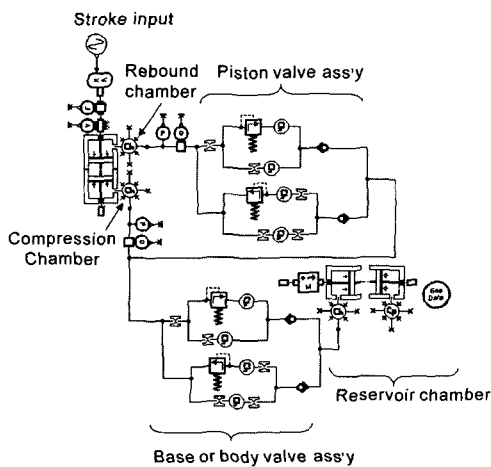


Fig. 5 Simulation model of shock absorber

로 구성되어 있으며 변위입력을 속도로 변환하여 준다. 저장실은 공기모듈(pneumatic module)을 이용하여 실제 공기의 물성치를 입력하여 모델링하였으며, 피스톤밸브부와 몸체밸브부는 앞에서 설명한 인장 및 압축행정에서의 유체의 거동을 기초로 하여 각종 교축을 구성하였다. Table 1은 본 연구에서 사용한 주요 파라미터를 나타내었다.

Table 1 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
sinusoid displacement input	$\pm 40$ mm
	0~5.2 Hz
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

#### 5. 결과 및 고찰

Fig. 6에 변위  $\pm 40$ mm, 가진속도 1.3m/sec(=5.2 Hz)의 입력을 가했을 경우의 시간에 따른 감쇠력 및 저장실의 가스에 의한 힘의 변동을 나타내었다. 여기서 저장실 공기의 초기압력은 절대압력으로 1 barA로 가정하였다. Fig. 6으로부터 압축행정에서의 최대 감쇠력은 907N, 인장행정에서의 최대 감쇠력은 2,356N임을 알 수 있다. 또한, 감쇠력과 변위는 90 deg의 위상(phase)차이를 보임을 알 수 있다. Fig. 7은 Fig. 6과 동일한 입력을 가했을 때의 시간에 따른 주요 챔버의 압력변동을 나타내었다.

Fig. 7로부터 압축행정에서는 압축실에서 형성된 압력이 피스톤밸브의 블리드밸브와 인테이크밸브를 거쳐 인장실에 작용하므로 압축실과 유사한 형태의 압력이 인장실에 형성됨을 알 수 있다. 인장행정에서는 압축실의 압력은 거의 0을 유지하고 있으며, 인장실 압력은 피스톤밸브의 유체저항 특

성에 의해 결정된 압력이 형성됨을 알 수 있다. 또한 저장실 압력은 인장과 압축행정에 따라 초기압력을 중심으로 저장실로 유입 또는 방출되는 유량 변화에 따라 약 0.2bar의 주기적인 변동을 보임을 알 수 있다.

Fig. 8에 가진속도 0.1, 0.3, 0.6, 1.3m/sec (=0.4, 1.2, 2.4, 5.2 Hz)인 경우에 대한 인장실과 압축실의 압력 변동을 나타내었다. Fig. 8로부터 압축행정에서는 가진속도가 작아질수록 압축실과 인장실의 압력이 거의 비슷해짐을 알 수 있다. 특히, 가진속도 0.1 m/sec의 저속영역에서는 압축실과 인장실의 압력이 거의 같아짐을 알 수 있다. 인장행정에서는 압축실 압력은 거의 0을 유지하고 있으며, 인장실 압력은 피스톤밸브의 유체저항 특성에 의해 결정된 압력이 형성됨을 알 수 있다. 또한, 각 챔버의 압력은 입력변위와 동일한 위상을 가짐을 알 수 있다. Fig. 9

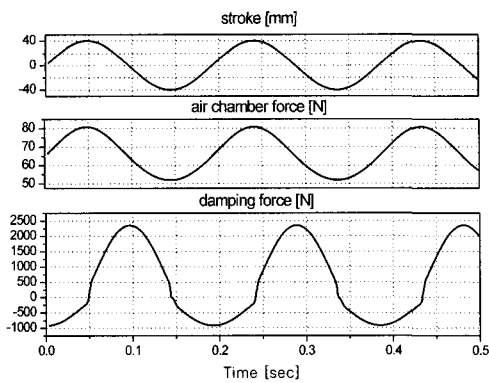


Fig. 6 Simulation result of damping force

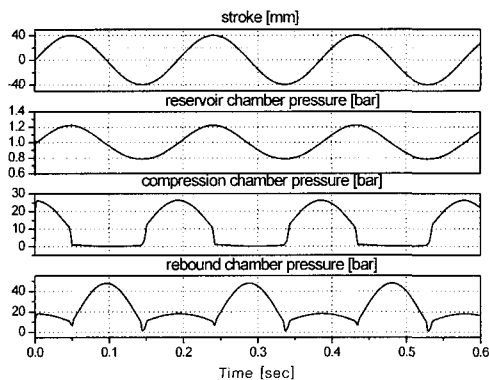


Fig. 7 Pressure variation of rebound, compression and reservoir chamber

에 변위  $\pm 40$  mm, 가진속도 1.3 m/sec (=5.2 Hz)의 입력력에 대한 주요 챔버의 유량변동을 나타내었다. Fig. 9에서 유량이 양(+)인 경우는 챔버로부터 유체가 빠져나감을 나타내고, 음(-)인 경우는 챔버로 유체가 유입됨을 나타낸다.

감쇠력-속도선도 및 감쇠력-변위선도는 충격흡수기의 성능을 나타내는 주요한 2가지의 지표로서 사용된다. 특히, 감쇠력-속도선도는 충격흡수기의 성능특성, 히스테리시스 특성, 주파수 특성을 분석하는데 널리 사용되고 있다.

Fig. 10과 Fig. 11에 감쇠력-속도선도와 감쇠력-변위선도의 시뮬레이션 결과를 시험을 통하여 획득한 결과와 비교하여 나타내었다. Fig. 11의 감쇠력-변위선도의 시험결과는 충격흡수기를 진폭  $\pm 40$  mm, 주파수 5.2 Hz의 조화함수로 가진하여 변위에 따른 감쇠력을 측정된 결과이고, Fig. 10의 감쇠력-속도선도의 시험결과는 감쇠력-변위선도 시험을

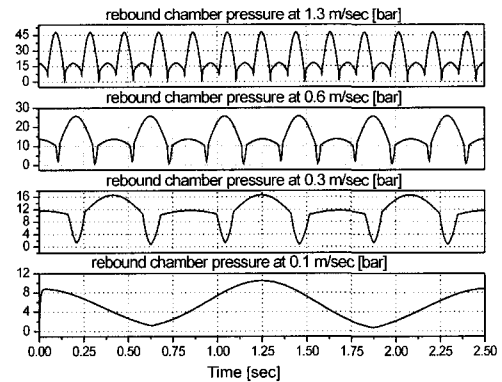


Fig. 8 Pressure variation of rebound and compression chamber with velocity

여러가지 가진속도에서 행하여 각각의 시험에서 변위가 0일때의 감쇠력을 측정한 값이다. 그리고 Fig. 10과 Fig. 11의 시뮬레이션 결과는 가진속도 1.3 m/sec (=5.2Hz)일때의 감쇠력-속도선도 및 변위선도를 나타낸 것이다. Fig. 10으로부터 블리드밸브에 의한 저속 영역에서의 감쇠력 특성과 블로오프밸브에 의한 중고속 영역에서의 감쇠력 특성이 시험결과와 비교적 잘 일치하고 있으나, 저속영역에서 히스테리시스 특성이 나타남을 알 수 있다. 저속영역에서의 히스테리시스 특성은 가진주파수에 따른 유체의 압축성 및 마찰력에 기인한 것으로 사료된다. Fig. 11은 감쇠력-변위 특성을 나타내었으며 변위에 대한 감쇠력 특성이 전체적으로 시뮬레이션 결과와 잘 일치함을 알 수 있다. Fig. 12에 피스톤밸브의 블로오프밸브 크래킹압력이 감쇠력에 미치는 영향을

시뮬레이션 한 결과를 나타내었다. 피스톤밸브의 블로오프밸브 크래킹압력의 변화는 압축행정에서의 감쇠력에는 영향을 미치지 않지만, 인장행정에서는 크래킹 압력이 증가함에 따라 블로오프 포인트를 "A"에서 "B"로 이동시킴을 알 수 있다. 이와 같

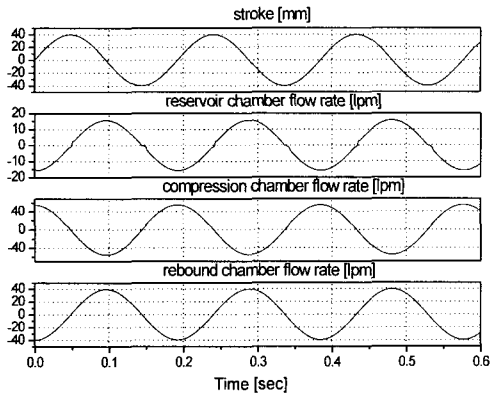


Fig. 9 Flow rate variation of rebound, compression and reservoir chamber

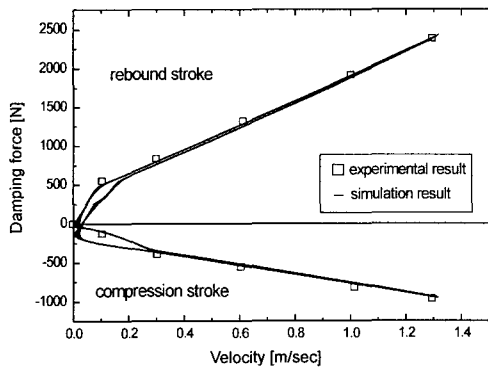


Fig. 10 Comparison of simulation and experimental result (damping force-velocity diagram)

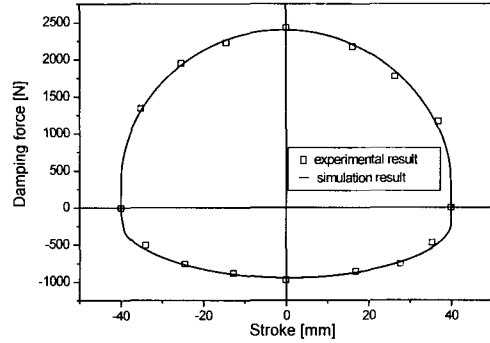


Fig. 11 Comparison of simulation and experimental result (damping force-stroke diagram)

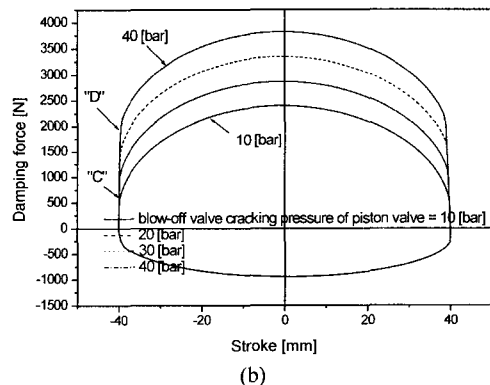
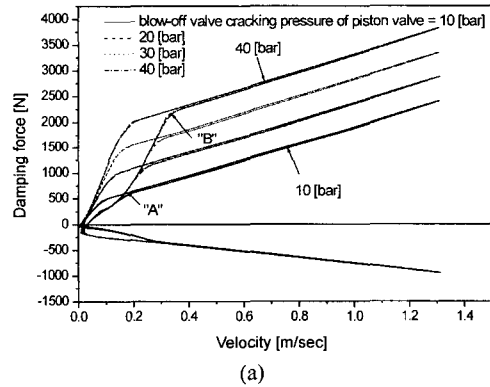


Fig. 12 Effects of blow-off valve cracking pressure of piston valve on (a) damping force-velocity and (b) damping force-stroke diagram

은 특성에 의하여 저속영역에서의 히스테리시스 특성이 크래킹압력이 증가함에 따라 증가함을 알 수 있다. 따라서 피스톤벨브의 블로오프벨브 크래킹압력은 인장행정에서의 저속영역 특성을 결정하는 중요한 설계변수임을 알 수 있다. 크래킹압력의 증가에 따라 감쇠력-변위선도에서는 블로오프 포인터가 "C"에서 "D"로 이동시킴을 알 수 있다.

## 6. 결론

본 연구를 통하여 차량용 수동형 충격흡수기의 유체거동에 대한 수학적 모델과 시뮬레이션 모델을 제시하였으며 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 충격흡수기의 유체거동에 대한 분석을 바탕으로 실험결과와 잘 일치하는 감쇠력을 예측할 수 있는 수학적 모델을 제시하였다. 본 연구에서 제시한 모델은 차량 전체의 현가시스템 시뮬레이션에 적용 가능하다.

2) 본 연구를 통하여 각 챔버의 유량 및 압력거동을 예측할 수 있는 모델을 제시하였다. 이러한 충격흡수기의 압력 및 유량 특성 해석을 통하여 보다 정확한 감쇠력을 예측할 수 있다.

3) 충격흡수기의 감쇠력-속도 특성은 저속영역에서 가진 주파수 및 마찰력 등의 영향에 의한 히스테리시스 특성을 나타냄을 알 수 있다. 이러한 저속영역에서의 히스테리시스 저감을 위한 계속적인 연구를 수행할 필요가 있다고 사료된다.

## References

1) H. H. Lang, "A Study of the Characteristics of Automotive Hydraulic Dampers at High Stroking

- Frequencies," Ph. D. Dissertation, University of Michigan, 1977.
- 2) F. Herr, T. Malin, J. Lane, S. Roth, "A Shock Absorber Model using CFD Analysis and Easy5," SAE International Congress and Exposition, 1999-01-1322.
- 3) K. Reybrouck, "A Nonlinear Parametric Model of an Automotive Shock Absorber," SAE 940869, 1994.
- 4) S. W. Duym, R. Stiens, G. V. Baron, K. G. Reybrouck, "Physical Modeling of the Hysteretic Behaviour of Automotive Shock Absorbers," SAE 970101, 1997.
- 5) J. Van Haver, "Structure-borne Shock Absorber Noise : Non-linear Noise Source Characterization in a Laboratory Environment," SAE 951255, 1995.
- 6) Jaewoo Park, Sangyoon Shin, Dongwoo Joo, Shibok Lee, "An Investigation into the Effect of Each Parameter on the Damping Forces using Dynamic Behaviour Analysis P/G of S/A," Journal of the Korean Society of Precision Engineering, Vol.14, No.10, pp.44-49, 1997.
- 7) Jaewoo Park, Sangyoon Shin, Dongwoo Joo, Shibok Lee, "Dynamic Behaviour Analysis of Shock Absorber on Vehicle," Journal of the Korean Society of Precision Engineering, Vol.14, No.6, pp.28-36, 1997.
- 8) Kyungil Cho, Sanggyun So, "A Study of the New Typed Stroke Dependent Damper," Transactions of the Korean Society of Automotive Engineers, Vol.7, No.3, pp.294-300, 1999.