

## 속도 감응형 가변 오리피스를 갖는 속업저버 개발

문사현<sup>a</sup>, 김옥현<sup>b\*</sup>

## Development of a Shock Absorber with an Orifice Sensitive to Velocity

Sahyun Moon<sup>a</sup>, Ock Hyun Kim<sup>b\*</sup><sup>a</sup> Korea Elevator Safety Institute, Republic of Korea<sup>b</sup> School of Mechanical Engineering, Chungbuk National University, 52, Naesudong-ro, Heungdeok-gu, Cheongju, Chungbuk, 361-763, Republic of Korea

## ARTICLE INFO

## Article history:

Received	23	March	2013
Revised	14	May	2013
Accepted	5	June	2013

## Keywords:

Shock absorber  
Variable orifice  
Damping  
Fluid damper  
Velocity sensitive

## ABSTRACT

In this study, a shock absorber whose orifice area changes according to the oil pressure inside the absorber is developed. The orifice widens and narrows when the oil pressure is high and low, respectively; thus, the orifice area changes according to the oil pressure, in other words, according to the extension/compression velocity. It is well known that the damping force can be expressed as  $C \cdot v^\alpha$ . For fluid film damping, the force is proportional to velocity, i.e.,  $\alpha = 1$ , and for orifice damping, it is proportional to the square of velocity, i.e.,  $\alpha = 2$ . The shock absorber proposed in this paper can exhibit different relationships between the damping force and velocity because the orifice area changes according to the induced oil pressure. The motivation of this study is to develop a method for designing a shock absorber with desired values of  $C$  and  $\alpha$  which is not just 1 or 2. Theoretical and experimental studies have been conducted to verify the damping characteristics of the shock absorber. The effect of some major design parameters on damping characteristics has been also examined to relate the design parameters to the damping characteristics.

## 1. 서론

속업저버<sup>[1-3]</sup>는 강체간 충돌 등에 의해 발생하는 충격력을 완화시키는 목적으로 사용된다. 즉, 충돌시간을 늘리면서 대신 발생하는 충격력의 크기를 낮추는 효과를 준다. 구조물에 허용하중 이상의 하중이 걸리면 구조물은 파괴된다. 따라서 충돌할 때 짧은 시간 동안 매우 큰 충격력이 발생하는 것을 속업저버를 이용하여 충돌시간을 증가시키는 대신 발생하는 최대 하중을 낮추는 것이 구조물의

안전을 위해 필요하다.

강체간 충돌시 발생하는 충격력을 완화시키기 위하여 속업저버를 한 물체에 장착하여 속업저버를 사이에 두고 두 물체가 충돌하는 경우를 생각하자. 충돌시 사용하는 속업저버는 에너지를 소모시켜야 하므로 스프링 대신에 댐퍼를 이용하게 된다.

유체를 이용한 댐핑력은

$$F_{damping} = C \cdot v^\alpha \quad (1)$$

\* Corresponding author. Tel.: 043-261-2447

Fax: 043-267-2447

E-mail address: ohkim@chungbuk.ac.kr (Ock Hyun Kim).

으로 표현된다. 유체점성에 의한 댐핑은 유막댐핑(fluid film damping)과 오리피스 댐핑(orifice damping)으로 대별된다. 유막댐핑은 선형댐핑으로서 댐핑력이 속도에 비례한다. 즉  $\alpha = 1$ 이 된다. 오리피스 댐핑은 댐핑력이 속도의 제곱에 비례한다. 즉  $\alpha = 2$ 이다.  $\alpha$  값이 클수록 댐핑력이 충돌속도에 영향을 크게 받는 것을 의미한다. 물체간 충돌이 발생할 때 상대접근 속도는 충돌초기에 크고 충돌시간이 경과함에 따라 속도는 감소하여 정지하게 된다. 따라서  $\alpha$ 가 크면 충돌 초기에 큰 하중에 발생하고 나중에는 매우 작은 하중이 발생하게 되어 그 차이가 크게 되며  $\alpha$ 가 작으면 충돌 초기와 나중의 충격하중 차이가 작게 된다. 극단적인 경우로 쿨롬마찰(Coulomb friction)의 경우는  $\alpha = 0$ 이므로 충돌초기와 나중의 충격력은 일정하게 된다. 질량  $m$ 인 물체가 속도  $v$ 로 충돌한다고 하자. 이 물체가 충돌하여 정지하기 위해 필요한 임펄스(impulse),  $I = \int F \cdot dt = mv$ 이다. 충돌시간을 동일하게 했을 때  $\alpha$  값이 작을수록 충돌초기 속도가 빠를 때와 나중의 속도가 느릴 때의 충격력의 변화가 작아 충돌하는 동안 발생하는 최대충격력이 작게 되므로 바람직하다.

이러한 관점에서 본 연구에서는 가변 오리피스 댐퍼를 사용하여 충돌초기 상대 접근속도가 커서 유압이 크게 발생되면 오리피스 개도가 증가되어 댐핑력을 감소시키고, 충돌이 진행되어 속도가 줄어 유압이 낮아지면 개도가 작아져 댐핑력을 증가시키는 구조의 속업저버를 고안하였다. 이와 같은 원리로 속도변화에 의한 댐핑력의 변화가 작은, 즉  $\alpha$  값이 작은 속업저버를 개발할 목적으로 연구를 수행하였다. 이론 및 실험을 통하여 속업저버의 댐핑특성을 확인하였으며 주요설계변수가 댐핑특성에 미치는 영향을 식 (1)의 C와  $\alpha$  값의 변화를 이용하여 규명하였다.

댐퍼에 관하여 주목되고 있는 연구분야 중 하나는 액티브 댐퍼(active damper)이다. 대표적인 것으로 전기장에 의해 특성이 변하는 ER (electro-rheological)유체를 이용한 ER 댐퍼<sup>[6]</sup>와 자기장에 의해 특성이 변하는 MR (magneto-rheological)유체를 이용한 MR댐퍼<sup>[7]</sup>가 있다. 이들 댐퍼로써 액티브 제어를 통해 효율성을 높힐 수는 있으나, 시스템이 복잡해지고 고가격이 되는 단점을 갖는다.

## 2. 속업저버 구조 및 이론해석

본 연구에서 제안한 속업저버의 구조는 다음의 Fig. 1과 같다. 그림에서 보이는 바와 같이 물체가 피스톤 로드에서 충돌하면 피스톤은 아래방향으로 이동한다. 이때 실린더 아래쪽의 유압  $P_1$ 는 상승하게 되며 이로 인해 스프링에 의해 닫혀있던 중공 원통형 밸브는 위로 올라가게 되고 밸브 원통벽에 뚫린 오리피스를 통해 유체 흐름이 발생된다.

그림에서 보는 바와 같이 충돌속도  $v$ 가 클수록 압력  $P_1$ 이 증가되어 밸브가 위쪽으로 많이 이동되며 이에 따라 오리피스 면적이 증가하게 된다. 반대로 속도가 감소하면 오리피스 면적이 감소하게 된다. 그림에 표시하지는 않았으나 실린더 내부에는 상부에 대기와 통하여 대기압으로 유지되는 빈 공간이 있어 피스톤 로드의 진입을 가능하게 한다. 이와 같은 구조의 속업저버의 관계식은 아래와 같다<sup>[4,5]</sup>.

Fig. 1에서 피스톤과 실린더의 틈새를 통해 아래쪽 1실에서 위쪽 2실로 이동하는 유량을  $Q_1$ 이라 하고, 밸브 오리피스를 통해 이동하는 유량을  $Q_2$ 라 하면 유체 연속방정식으로부터

$$A_p v = Q_1 + Q_2 \tag{2}$$

윗 식에서  $A_p$ 는 피스톤 단면적이고  $v$ 는 피스톤 속도이다. 또한 피스톤과 실린더의 틈새를 흐르는 유체를 층류로 가정할 때  $Q_1$ 과  $Q_2$ 는 아래와 같은 식으로 표현된다.

$$Q_1 = \frac{\pi D_g h^3}{12 \mu l} (p_1 - p_2) \tag{3}$$

$$Q_2 = c_d A_o \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_2)} \tag{4}$$

윗 식에서  $D_g$ 는 피스톤과 실린더 틈새의 평균직경,  $h$ 는 틈새높이,  $\mu$ 는 유체점성계수,  $l$ 은 피스톤 높이,  $p_1$ 과  $p_2$ 는 각각 1실과 2실의 유압,  $c_d$ 는 오리피스의 유량방출계수,  $A_o$ 는 오리피스면적,  $\rho$ 는 유체밀도이다.

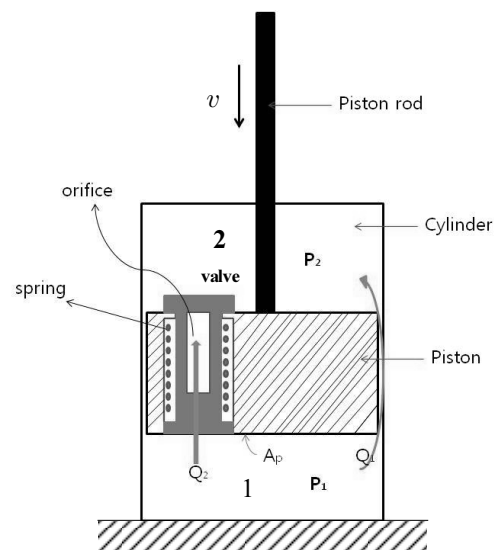


Fig. 1 Schematic of a variable orifice shock absorber

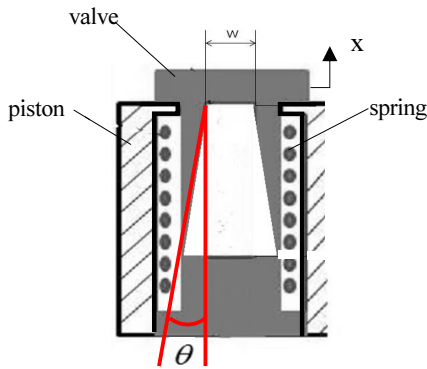


Fig. 2 Configuration of the valve

다음의 Fig. 2는 밸브의 형상을 보다 일반화 하기 위한 오리피스 의 형상을 보이고 있다. 그림과 같이 밸브는 중공 원통형으로 되어 있으며, 원통에 그림과 같이 경사각  $\theta$ 인 사다리꼴 모양의 구멍이 가공되어 있다. 따라서 실린더 아래쪽 1실과 2실의 압력차이에 의해 밸브가  $x$  만큼 들어 올려지게 되며 이때 오리피스의 면적  $A_o$ 는 아래의 식과 같이 된다.

$$A_o = wx + xt \tan \theta \quad (5)$$

이제 밸브의 질량을  $m_v$ , 스프링상수를  $k$ , 댐핑계수를  $c$ , 밸브단 면적을  $A_v$ 로하면 밸브의 운동방정식은 다음과 같다.

$$m_v \ddot{x} + c \dot{x} + kx = A_v (p_1 - p_2) \quad (6)$$

이때 피스톤 로드에서 걸리는 힘, 즉 충격력  $F$ 는 Fig. 3을 참조하면 아래의 식으로 표현된다.

$$F = A_p (p_1 - p_2) + A_r (p_2 - p_a) \quad (7)$$

윗식에서  $A_r$ 은 피스톤로드 단면적이며  $p_a$ 는 대기압이다. 또한 발생하는 마찰력은 무시하였다.

피스톤의 이동이 가능하기 위하여 2실의 위쪽에는 대기압으로 유지되는 공간이 존재하게 하였으므로,

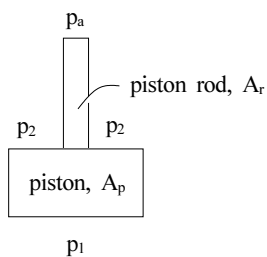


Fig. 3 Forces on the piston

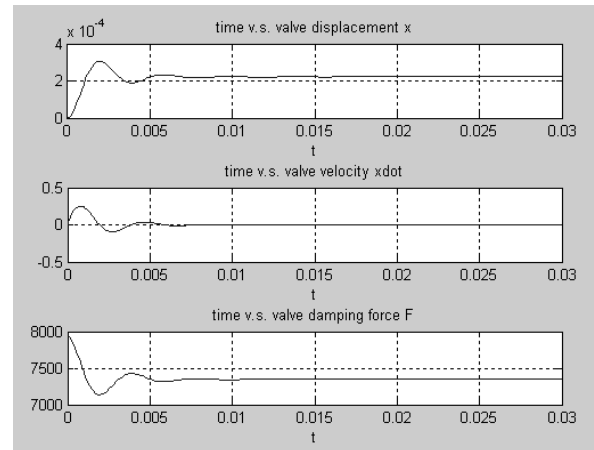


Fig. 4 Variation of valve motion and damping force with time,  $v=1\text{m/s}$

$$p_2 = p_a \quad (8)$$

위의 식 (2)~(8)을 Table 1의 데이터 값으로 수치해석으로 풀어 피스톤의 속도  $v$ 의 여러 값에 대하여 정상상태에서의 댐핑력  $F$ 를 구하였으며 Fig. 4는 그 결과의 예를 보이고 있다.

이렇게 하여 구한  $F$ ,  $v$  데이터를 식 (1)으로 최소자승오차를 이용하여 커브피팅(curve fitting)하여 식 (1)의  $C$ 값과  $\alpha$ 값을 구한다. 이들 해석에 공통으로 사용된 값들은 Table 1과 같다.

이제 주요 설계변수의 영향을 알아보기 위하여 주요 설계변수의 변화에 따른 댐핑 특성값, 즉 식 (1)의  $C$ 와  $\alpha$  값의 변화를 구하였으며 그 결과를 아래의 Table 2~Table 6에 보였다.

Table 2의 경우는 피스톤과 실린더 틈새를 통한 유량  $Q_1$ 이 오리피스 통과유량  $Q_2$ 에 비해 훨씬 클 경우이며, 이때 유막댐퍼의 특성

Table 1 Parameter values for computation

Parameter	Value
Piston diameter	$D_p = 34 \text{ mm}$
Valve outer diameter	$D_v = 0.2D_p$
Piston height	$l = D_p$
Valve mass	$m_v = 0.1 \text{ kg}$
Absolute viscosity	$\mu = 0.02 \text{ N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$
Piston velocity	$v = 0.01 \sim 30 \text{ m/s}$

Table 2 Effect of gap between piston and cylinder.  $k = 276,670 \text{ N/m}$ ,  $w = 1 D_v$ ,  $\Theta = 0$

Gap, $h$	$0.005 D_p$	$0.01 D_p$	$0.015 D_p$
$C$	837	105	31
$\alpha$	0.996	0.997	1.003
$Q_2$	$< 10^{-2} Q_1$	$< 10^{-3} Q_1$	$< 10^{-4} Q_1$

**Table 3 Effect of spring constant.  $h = 10^{-3} D_p$ ,  $w = 2.5 D_v$ ,  $\Theta = 0$**

k (N/m)	69,158	138,335	276,670
C	3,270	5,135	8,009
$\alpha$	0.670	0.672	0.675
$Q_2$	$> 10Q_1$	$> 10Q_1$	$> 10Q_1$

**Table 4 Effect of orifice width.  $k = 276,670$  N/m,  $h = 10^{-5} D_p$ ,  $\Theta = 0$**

w	0.5 $D_v$	1 $D_v$	2.5 $D_v$
C	24,516	15,444	8,388
$\alpha$	0.667	0.667	0.667
$Q_2$	$> 10^5 Q_1$	$> 10^6 Q_1$	$> 10^6 Q_1$

**Table 5 Effect of Piston diameter.  $k = 276,670$  N/m,  $h = 5 \times 10^{-4} D_p$ ,  $w = 0.5 D_v$ ,  $\Theta = 0$**

$D_p$ (mm)	17	34	68
C	5,210	13,869	35,255
$\alpha$	0.679	0.669	0.667
$Q_2$	$> 10Q_1$	$> 10Q_1$	$> 10^2 Q_1$

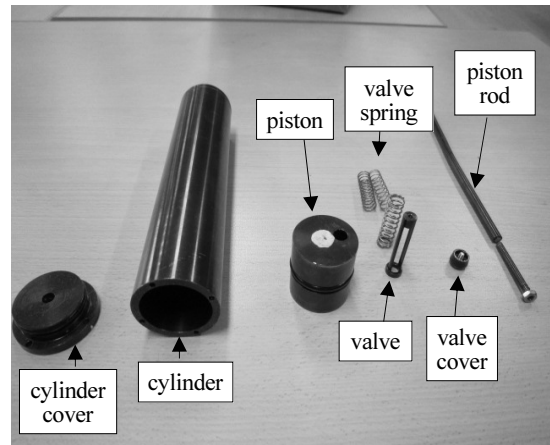
**Table 6 Effect of inclined angle of orifice.  $k = 276,670$  N/m,  $h = 10^{-5} D_p$ ,  $w = 0.1 D_v$**

$\theta$ (degree)	15	30	45
C	38,700	30,509	25,385
$\alpha$	0.448	0.433	0.425
$Q_2$	$> 10^6 Q_1$	$> 10^6 Q_1$	$> 10^6 Q_1$

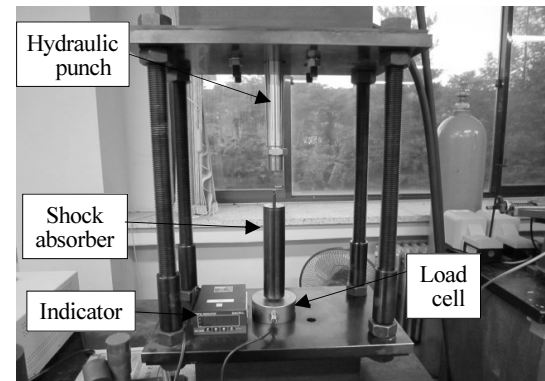
이 지배적이 되어 식 (1)의  $\alpha$  값이 1에 매우 근접한 선형댐퍼의 형태가 됨을 알 수 있다. Table 3~Table 5의 결과를 보면 밸브를 통과하는 유량  $Q_2$ 가 틈새유량  $Q_1$ 에 비해 월등 커서 지배적일 경우  $\theta=0$ 일 때  $\alpha \approx 0.67$ 로 스프링 강성  $k$ , 오리피스 폭  $w$ , 피스톤 직경  $D_p$ 에 의해 크게 변하지 않음을 알 수 있다. Table 6의 결과를 보면  $\alpha$  값은 주로 오리피스 경사각  $\theta$ 에 의해서 영향을 받음을 알 수 있다. 계수 C의 값은  $\alpha$ 와 달리 해석된 모든 설계변수 즉 밸브 스프링 상수  $k$ , 오리피스 폭  $w$ , 피스톤 직경  $D_p$ , 오리피스 경사각  $\theta$ 에 의해 영향을 받으며, 예측할 수 있는 바와 같이  $k$ ,  $D_p$ 가 클수록,  $w$ 와  $\theta$ 가 작을수록 C값이 증가함을 알 수 있다.

### 3. 실험

본 연구에서 제안한 구조를 갖는 속업저버를 설계 제작하였다. 개발된 속업저버의 주요제원은 다음의 Table 7과 같다.



**Fig. 5 Photograph of a developed shock absorber**



**Fig. 6 Photograph of damping force measurement**

**Table 7 Specification of a developed shock absorber**

Parameter	Value
Piston diameter, $D_p$	34 mm
Gap, $h$	0.0017 $D_p$
Valve diameter, $D_v$	0.3 $D_p$
Orifice incline, $\theta$	0
Valve spring, $k$	1,408 N/m

**Table 8 Damping force (N)**

Velocity (m/s)	Theory	Experiment	Error (%)
0.01	74.85	78.2	4.5
0.015	76.10	78.7	3.4
0.02	77.30	79.4	2.7

또한 이와 같은 제원으로 제작된 속업저버의 사진을 다음의 Fig. 5에 보였다.

제작된 가변 오리피스형 속업저버를 Fig. 6에 보인바와 같이 로드셀 위에 설치하고 유압프레스를 이용하여 속업저버를 압축시켜

가며 댐핑력과 속도를 측정하였으며 그 결과를 Table 8에 이론해석 결과와 비교하였다. 유압피스톤의 속도는 유량제어밸브를 사용하여 변화시켰다.

Table 8의 결과를 보면 이론해석 결과와 실험결과의 값이 매우 근접하게 일치됨을 알 수 있다. 다만 사용한 실험장치의 한계로 인하여 실험을 낮은 속도의 범위에서만 수행하였으나 실험한 속도 범위에서는 이론과 실험결과가 매우 잘 일치함을 보인다.

또한 Table 8에서 보는 바와 같이 속도 0.01 m/s의 2배인 0.02 m/s인 경우에 댐핑력의 크기는 약 2% 정도만 증가한 것은 본 연구에서 제시한 가변 오리피스형 속업저버로 식 (1)로 표현된 댐핑특성  $\alpha$  값을 1 이하로 할 수 있음을 확인시켜 준다. 피스톤과 실린더 사이의 마찰력의 크기를 측정하기 위하여 속업저버 실린더 내의 유체를 제거하여 실험하였으며 이때 약 1.5 N의 힘이 측정되었다. 이 결과는 유체에 의한 댐핑력에 비해 마찰력은 무시될 수 있음을 보인다.

#### 4. 결론

본 연구에서는 속도에 대한 댐핑력의 민감도를 감소시키기 위한 목적으로 속도가 증가/감소하면 오리피스의 유로면적이 증가/감소하는 방식의 가변 오리피스형 속업저버를 제시하였다.

이와 같은 속업저버는 일반적인 고정 오리피스형에 비해 구조가 복잡해지는 단점이 있으나 충돌시 발생하는 최대 충격하중을 감소시킬 수 있는 장점을 갖는다.

제시한 가변 오리피스형 속업저버의 성능을 이론 및 실험을 통하여 분석하였다. 그 결과 다음과 같은 결론을 얻는다.

- (1) 댐핑력 식  $F = C \cdot v^\alpha$ 에서 본 연구에서 제안한 속업저버는  $\alpha = 0.42 \sim 0.67$  정도의 값을 가짐을 확인하였다 (Table 3~6).
- (2) 계수  $C$ 에 영향을 주는 인자는 밸브스프링 상수, 오리피스 폭, 피스톤 직경이다. 그러나 이들 인자는  $\alpha$ 에 별로 영향을 주지 못한다.

- (3)  $\alpha$ 는 주로 오리피스의 경사각  $\theta$ 에 의해서만 영향을 받으며  $\theta = 0$ 인 직사각형 오리피스에 대하여는  $\alpha \approx 0.67$  정도의 값을 가지며  $\theta = 15$ 에서는 약 0.45의 값을 가진다 (Table 3~6).

#### 후 기

이 논문은 2011학년도 충북대학교 학술연구지원사업의 연구비 지원에 의하여 연구되었음.

#### References

- [1] Lee, C. T., Lee, J. K., 2003, A Study on the Influence of Design Parameters on the Automotive Shock Absorber Performance, J. of the Korea Society of Precision Engineering 20:6 167-177.
- [2] Park, J. W., Joo, D. W., Kim, Y. H., 1997, A Study on the Stroke Sensitive Shock Absorber Performance, J. of the Korea Society of Precision Engineering 14:11 11-16.
- [3] Sung, K. G., Choi, S. B., 2011, Design and Control of a MR Shock Absorber for Electronic Control Suspension, J. of the Korea Society of Precision Engineering 28:1 31-39.
- [4] Lee, C. T., Kwak, D. H., Jung B. H., Lee, J. G., 2003, A Study on the Nonlinear Dynamic Modeling and Analysis of Damping Force Characteristics of Automotive Shock Absorber, Trans. of KSAE 11:1 104-111.
- [5] Lee, J. G., Kim O. H., 1996, Development of a Hydraulic Servo Cylinder with an Integrated Feedback Mechanism, J. of KSME A 20:8 2480-2490.
- [6] Yoon, H. S., Moon, I. D., Kim, J. W., Oh, C. Y., Lee, H. W., 2012, Semi-Active Control of a Suspension System with a MR damper of a Large-sized Bus, J. of KSMTE, 21:4 683-690.
- [7] Nam, M. H., 1998, Experimental Performance Analysis and Vibration Control of Commercial Vehicle Seat Suspension System Using ER Seat Damper, J. of KSMTE, 7:3 7-13.