

실린더 벽면 변화가 2자유도계 충격흡수장치의 감쇠계수에 미치는 영향

한근조* · 안찬우* · 안성찬** · 심재준** · 김성윤**

*동아대학교 기계공학과 교수
**동아대학교 기계공학과 대학원

The Effect of Impact Absorbing System with 2 DOF Deformation According to the Variation of Cylinder Wall on Damping Coefficient

Geun-Jo Han* · Chan-Woo Ahn* · Sung-Chan Ahn** · Jae-Joon Shim** · Sung-Youn Kim**

*Professor, Dept. Mechanical Engineering, Donga University, Busan 604-714, Korea
**Graduate school, Dept. Mechanical Engineering, Donga University, Busan 604-714, Korea

요약 : 컨테이너 크레인 스프레더는 체결시 발생하는 충격으로 인해 많은 고장이 발생한다. 이러한 충격을 줄이기 위해 2자유도계 유압 충격흡수장치를 설계하여 실린더 벽면의 치수변화가 감쇠계수에 미치는 영향에 대해 연구하였다. 내부압력이 작용할 때 벽면 치수를 2~30mm로 변화시켜 이때 발생하는 실린더 벽면과 피스톤 사이의 틈새는 측정된 결과 6mm이하의 치수에는 벽면형상 굴곡 되며, 10mm이상의 치수에서 감쇠계수에 영향을 미치지 않는 것을 알 수 있다.

핵심어 : 컨테이너 크레인 스프레더, 2자유도계 충격흡수장치, 감쇠계수, 유압실린더

Abstract : Many malfunctions take place in container crane spreader due to impact. So we designed a 2 DOF hydraulic impact absorbing equipment to absorb the impact and we studied the change of damping coefficient with respect to the variation of dimensions of oil-cylinder wall. When we design the dimension of hydraulic cylinder wall considering the displacement on the wall, the value of it over 20mm didn't affect the damping coefficient.

Key words : Container crane spreader, 2 DOF impact absorbing system, Damping coefficient, Hydraulic cylinder

1. 서 론

1990년 우리나라의 연간 컨테이너 처리 물동량은 2,348(천)TEU였다. 선박 건조 기술 발전에 따라 컨테이너 수송선의 선적 능력이 지난 10년 동안 1.5배 이상 증가하였으며, 우리나라는 경제성장으로 인한 수출입 물동량 증가로 부산항의 1999년 컨테이너 처리 실적은 7,540(천) TEU로 급격하게 증가하였다. 하지만 부산항의 경우 2000년 연간 컨테이너 처리 능력은 4,253(천)TEU에 불과하였으며, 앞으로 더욱 늘어날 컨테이너 물동량을 처리하기에는 부족한 실정이다. 항만의 처리능력을 높이기 위해서는 컨테이너를 운반하는 스프레더의 성능향상이

필요로 되어진다. 스프레더를 이용하여 컨테이너를 운반할 경우 스프레더와 컨테이너 사이에 발생하는 충격력은 스프레더 고장의 직접적인 원인이 되며, 이것은 곧 작업능률 저하로 이어진다. 스프레더의 충격을 줄이기 위하여 스웨덴 B사는 스프레더 충격부에 유압 충격흡수기를 장착하였고, 싱가포르의 R사는 충격부에 방진고무를 장착함으로써 충격을 감소시켰다. R사와 같이 충격부위에 장착된 방진고무는 한 방향의 충격력만을 흡수 할 수 있으며, 충격흡수율 또한 크지 않다. 그러나 유압 충격흡수기는 양방향 충격을 흡수 할 수 있으며, 약 40%의 소음감소와 100%에 가까운 충격흡수율을 보인다. 본 연구에서는 이상적인 감쇠값을 유도한 후 유한요소 프로그램인 ANSYS 5.6을 이용하여 벽면치수에 따른 직경의 변화를 관찰하였다. 그리고 직경변화가 전체 감쇠계수에 미치는 영향을 평가하고자 한다. 스프레더용 2자유도계 충격흡수 장치를 설계하여, 유압실린더의 치수변화가 감쇠계수에 미치는 영향을 살펴 보았다.

* 정회원, gjhan@daunet.donga.ac.kr, 051)200-7650
cwahn@mail.donga.ac.kr, 051)200-7643
** scahn@otis.co.kr, 019-587-9868
shimjj@hanmail.net, 016-446-0179
brady@hanmail.net, 016-588-6676(051-200-6853)

2. 자유도계 유압실린더의 감쇠계수

2.1 2자유도계의 지배방정식

스프레더와 컨테이너 사이에 발생하는 충격력 F 는 20217.5N으로 충격 작용시 시간에 따른 반력을 고려한 것이다. 피스톤 질량은 각각 상부피스톤(Piston 1) 3.6kg, 하부피스톤(Piston 2) 4.5kg으로 설계에 따른 각각의 질량이다. 스프레더용 2자유도계 충격흡수장치에서 이상적인 감쇠를 구하기 위해 Ansys를 이용한 최적화를 수행하여 구한 스프링상수와 감쇠계수값을 Table 1에 나타내었으며, 지배 방정식은 다음 식과 같다.⁽²⁾

$$m_1 \ddot{x}_1 + c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_1(x_1 - x_2) = F \quad (1)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + c_2 \dot{x}_2 + k_2 x_2 = c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_1(x_1 - x_2) \quad (2)$$

위 식을 이용하여 시간에 따른 변위를 구하여 Fig. 2에 나타내었으며, 이것을 다시 미분하여 시간에 따른 속도를 구하여 Fig. 3에 나타내었다. Fig. 3에서 속도가 최고가 되는 시간은 충격력 작용후 0.01sec에서 발생하며 상부피스톤과 하부피스톤의 압력을 구하여 $F = cv_0$ 에 각각 대입하면 내부 작용하중 p 를 구할수 있다.⁽³⁾

Table 1 Impact Absorbing System

Piston 1	k_1	966 (N/mm)
	c_1	74 (N·s/mm)
Piston 2	k_2	865 (N/mm)
	c_2	100 (N·s/mm)

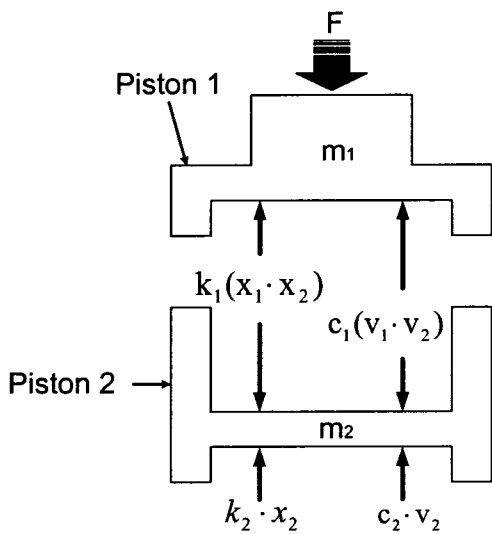


Fig. 1 Schematic diagram of impact absorbing system with 2 DOF

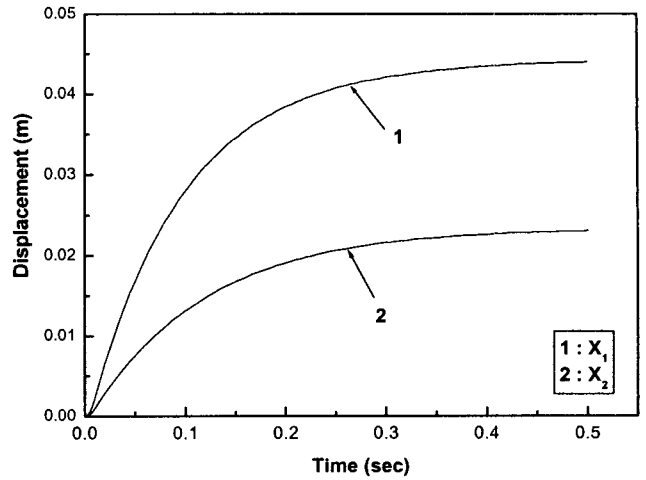


Fig. 2 Displacement response of impact absorbing system in optimum condition

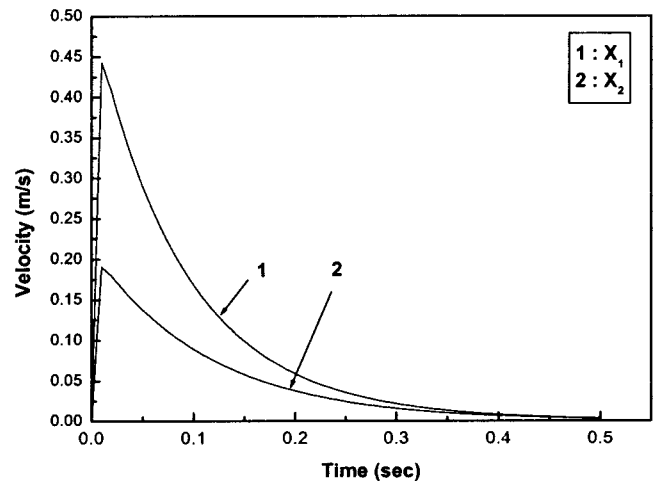


Fig. 3 Velocity response of impact absorbing system in optimum condition

$$\frac{\pi D^2}{4} p = F \quad (3)$$

$$p_1 = 74000 \times 0.442749 \times \frac{4}{\pi \times 0.14^2} = 2.128 \text{ N/mm}^2$$

$$p_2 = 100000 \times 0.19052 \times \frac{4}{\pi \times 0.14^2} = 1.238 \text{ N/mm}^2$$

2.2 감쇠계수의 정의

일반적인 대쉬포트의 감쇠계수(c_d)는 다음 세가지 전제에 의해서 수식으로 유도될 수 있다.

- 1) 유체의 미소체적에 작용하는 힘의 합은 일정하다.
- 2) 오리피스를 통과한 유체량과 피스톤이 움직인 체적은 같다.
- 3) 피스톤이 일정한 속도 v_0 로 하강할 때 충격력은 $F = cv_0$ 이다.

Fig. 4와 같이 오리피스와 벽면간격을 모두 가지는 형상의 감쇠계수(c_i)는 오리피스 직경 d_o , 실린더 벽면과 피스톤과의 간격을 d_g 로 두고, 위의 전제에 의해서 유도되어진다.

대수포트의 감쇠계수는 식(3)을 이용하여 구할 수 있다.⁽⁴⁾

$$C_g = \frac{3\pi\mu LD^3}{4d^3} \left(1 + \frac{2d}{D}\right) \quad (4)$$

오리피스만을 가지는 충격흡수장치의 감쇠계수 역시 다음과 같이 구하여 진다.⁽⁵⁾

$$C_o = 4\pi\mu L \frac{D^4}{d^3} \quad (5)$$

Fig. 4의 오리피스와 벽면과 피스톤과의 간격을 동시에 가지는 경우의 감쇠계수는 다음 식과 같다.

$$C_t = 12\pi\mu LD^2 \left[\frac{D^2 + d_o^2 + 2d_g}{3d_o^3 + 16Dd_g^2} \right] \quad (6)$$

3. 유한요소해석

3.1 해석모델과 해석방법

실린더 벽면 두께에 따른 감쇠계수의 영향을 살펴보기 위하여 a부터 h까지 총 8가지의 두께 t를 가지는 실린더 형상을 모델링하여 해석을 수행한 후, 실린더 내벽과 피스톤 사이에 발생하는 틈새 변위를 구하였다. 실린더 벽면과 밀면을 두께 t로 두었으며 각각의 모델에 대한 치수를 Table 2에 나타내었고, Fig. 5과 같이 실린더의 내측 반경을 70mm, 높이를 230mm로 고정하였다. 2mm이상의 벽면 치수를 선정한 것은 실린더 벽면이 두께가 1.5mm이상에서 강도 상 문제가 없었기 때문이다.

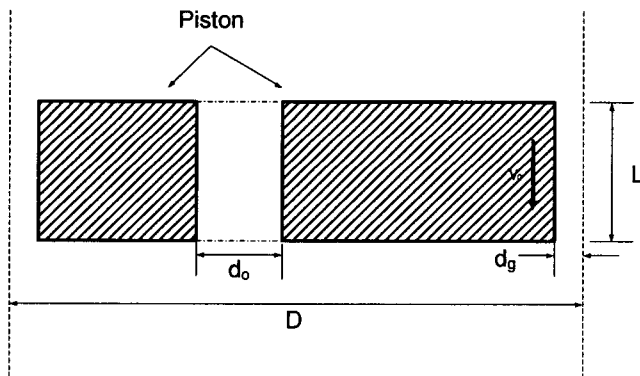


Fig. 4 Schematic diagram of piston in hydraulic cylinder

Table 2. The dimension of cylinder wall thickness

Model	a	b	c	d	e	f	g	h
t(mm)	2	6	10	14	18	22	26	30

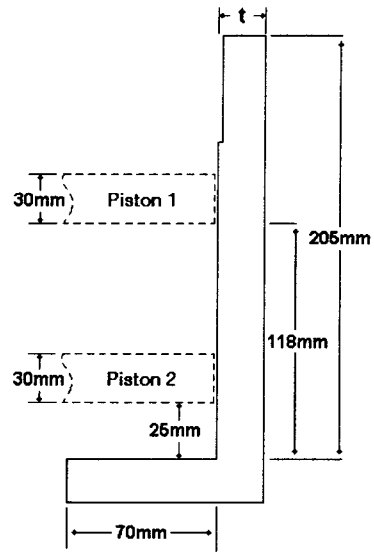


Fig. 5 Axisymmetric section of hydraulic cylinder

실린더는 일반적으로 사용되는 탄소강 S45C를 선정하였으며, 물성치는 영계수(E)는 210GPa 이고 포와송비(ν)는 0.29이다. 유압작동유는 내마모성과 윤활성이 좋은 광유계 유압유로 점성계수는 $0.000040\text{N} \cdot \text{s}/\text{mm}^2$ 이다.⁽⁶⁾

3.2 경계조건 및 하중조건

해석에 사용된 모델은 실린더 밀면 상단을 원점으로 하여 단면형상을 모델링하여 축대칭 경계조건을 부과하였으며, 실린더 밀면 부분은 y방향 자유도를 구속하였다.

하중은 앞에서 구하여진 p_1 값을 피스톤 1과 2사이의 벽면에, p_2 값을 밀면과 피스톤 2의 아래쪽 벽면에 각각 적용하였다. 사

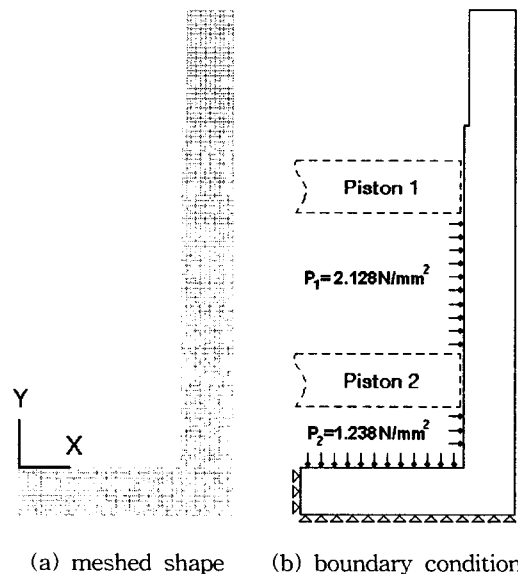


Fig. 6 Meshed shape and boundary condition of model

용한 요소는 각 절점에 2개의 병진자유도(Ux, Uy)를 갖는 4절점 사각형 평면 요소이며, 요소 한변의 크기는 2mm를 넘지 않도록 하였다. Fig. 6(a)는 모델의 메쉬된 형상이며 Fig. 6(b)는 하중과 구속조건 적용형상을 나타내었다.

4. 해석결과 및 고찰

4.1 피스톤과 실린더 벽면 사이의 변위

모두 8가지의 실린더 벽면 치수 t에 관한 해석을 수행한 후 벽면에서의 평균 수평 변위를 Table 3과 Fig. 9에 나타내었다. 각 변위는 절점의 x방향 변위를 평균한 값이다. Fig. 7은 피스톤1부위의 벽면절점변위이며, Fig. 8은 피스톤 2 부위의 벽면절점변위를 나타낸 것이다. Model a~d까지의 변위는 Fig. 7에서와 같이 큰 값의 변화를 볼 수 있었으며 그 이상의 벽면치수 값에서는 큰 변화 값을 볼 수 없었다. t가 2, 6mm일 때 피스톤 1 부의 절점 변위가 음수가 되는 구간이 나오며, 즉 실린더의 벽면이 안쪽으로 휘어지는 형상이 되어 실린더와 피스톤에 문제를 발생시킬 수 있다. 평균 수평변위는 Fig. 9에서와 같이 치수 t가 증가할수록 변위값이 감소함을 알 수 있다.

Table. 3 The average horizontal displacement and damping coefficient of each model

	a	b	c	d	e	f	g	h
dg ₁ (10 ⁻³ mm)	6.95	5.60	4.74	4.09	3.58	3.17	2.85	2.58
C _{t1} (N · s/mm)	73.83	73.84	73.85	73.85	73.86	73.86	73.86	73.86
dg ₂ (10 ⁻³ mm)	7.65	6.14	5.03	4.19	3.57	3.10	2.85	2.46
C _{t2} (N · s/mm)	99.45	99.47	99.49	99.50	99.50	99.51	99.51	99.51

dg : gap between the wall and piston
C_t : total damping coefficient

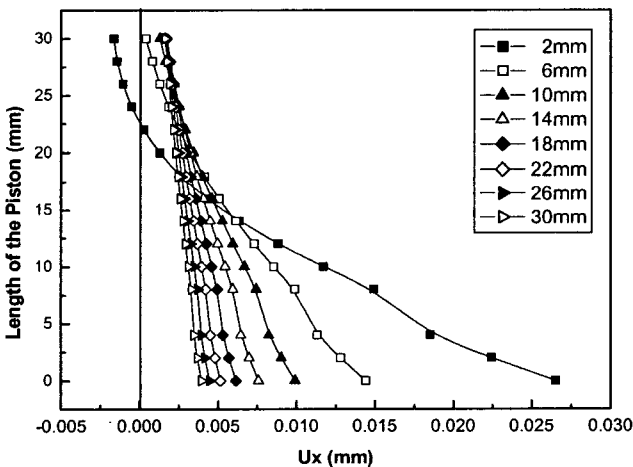


Fig. 7 Horizontal displacement(Ux) with respect to the variation of cylinder dimension (Piston 1)

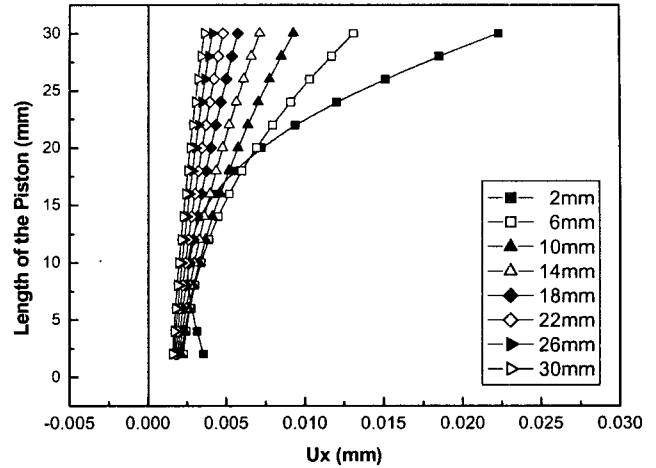


Fig. 8 Horizontal displacement(Ux) with respect to the variation of cylinder dimension (Piston 2)

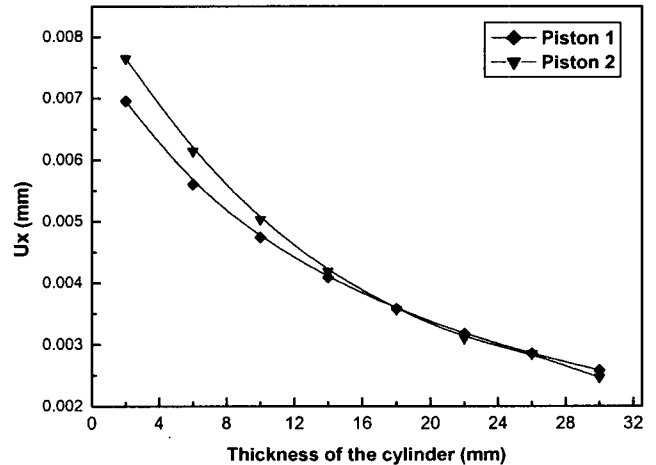


Fig. 9 Average horizontal displacement(Ux) with respect to the variation of cylinder dimension

4.2 전체감쇠계수(C_t)의 변화

피스톤 직경 D=140 mm, 피스톤의 높이 L=30 mm, 유압작동유의 점성 $\mu = 0.4 N \cdot s/mm^2$, 구하고자 하는 감쇠계수가 Table 1과 같다면 식(5)에 의해서 오리피스만을 가지는 2자유도계 유압실린더의 오리피스 직경은 다음과 같이 유도되어진다.

$$\begin{aligned}
 d_{o1} &= \sqrt[4]{4\pi\mu L \frac{D^4}{C_x}} \quad (7) \\
 &= \sqrt[4]{4\pi \times 70 \times 10^{-9} \times 30 \times \frac{140^4}{74,000}} \\
 &= 2.97mm \\
 d_{o2} &= \sqrt[4]{4\pi \times 70 \times 10^{-9} \times 30 \times \frac{140^4}{100,000}} \\
 &= 2.76mm
 \end{aligned}$$

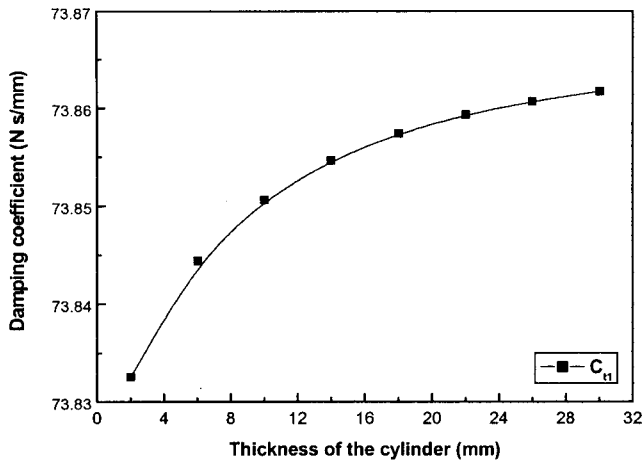


Fig. 10 Total damping coefficient change with respect to the variation of cylinder wall thickness (Piston 1)

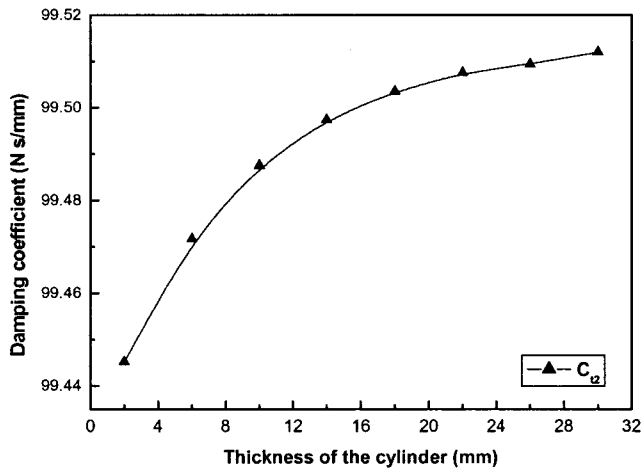


Fig. 11 Total damping coefficient change with respect to the variation of cylinder wall thickness (Piston 2)

벽면의 치수변화에 따른 감쇠계수의 영향을 살펴보기 위해 식(7)에서 구하여진 오리피스 직경과 피스톤과 벽면 사이의 변위 d_g 변화를 식 (6)에 대입하면 Fig. 10, 11과 같은 벽면변형에 따른 감쇠계수 변화 값을 얻을 수 있다.

전체적인 감쇠계수 변화값은 벽면 치수 t 가 증가함에 따라 c_0 의 감쇠계수 값에 수렴하는 모습을 보이며 최적의 감쇠값과 변형후 얻은 감쇠값과의 차이는 피스톤 1에서의 최고 $0.17N \cdot s/mm$ 의 적은 변화값을 보인다. 피스톤 2에서의 감쇠값은 최고

$0.55N \cdot s/mm$ 정도로 피스톤 1의 감쇠변화량보다 3배정도 많은 변화를 보인다.

5. 결론

유압실린더의 벽면 치수의 변화가 감쇠계수에 미치는 영향을 살펴보기 위하여 모두 8가지 모델에 대해 유한요소해석을 수행한 후 오리피스만을 가지는 유압실린더의 감쇠계수와 비교하여 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1. 벽면치수가 커질수록 피스톤과 실린더 사이의 변위는 감소함을 알 수 있었으며, 감쇠계수 c_1 의 값은 각각 최적화를 수행하여 얻은 감쇠계수 값 $c_1 = 74 N \cdot s/mm$, $c_2 = 100 N \cdot s/mm$ 에 수렴함을 보인다.
2. 피스톤 1에서 벽면치수 t 가 2 ~ 6mm에서는 피스톤 위에서 벽면이 안쪽으로 휘어지는 형상이 되어 피스톤과 실린더에 과도한 마모를 유발시킬수 있으므로 6mm이하의 벽면 치수는 적당하지 않음을 알 수 있었다.
3. 실린더 내부의 압력이 $2.218N/mm^2$ 임을 고려하여 유압실린더의 벽면 치수를 결정할 경우 그 값은 10mm 이상의 값에서 감쇠계수에 미치는 영향이 거의 없다고 할 수 있다.

참고 문헌

[1] "해운통계요람", 한국해양수산개발원, (2000).
 [2] Goong Chen and Jianxin Zhou, "Vibration and Damping in Distributed Systems," Vol. I, CRC Press, (1993).
 [3] K. N. Jr. Morman, "A Model for the Analysis and Simulation of Hydraulic Shock Absorber," Ford Modtor Co., Research Staff Report, (1983).
 [4] S. S. Rao, "Mechanical Vibrations" Addison - Wesley Publishing Co., pp., 41 ~ 43 (1995)
 [5] A. D. Dimarogonas and S. Haddad "Vibration for Engineers" Prentice-Hall International, Inc., pp., 82 ~ 84(1996)

원고접수일 : 2001년 11월 23일
 원고채택일 : 2001년 12월 29일