

## 진동해석에 의한 스프레더용 충격흡수기의 최적설계

홍도관\*(동아대 대학원 기계공학과), 김동영(동아대 대학원 기계공학과),  
안찬우(동아대 기계·산업 시스템공학부), 한근조(동아대 기계·산업 시스템공학부)

### Optimum Design of Impact Absorbing System for Spreader by Vibration Analysis

D. K. Hong\* (Mech. Eng. Dept., Dong-A Univ.), D. Y. Kim (Mech. Eng. Dept., Dong-A Univ.), C. W. Ahn  
(Mech. & Ind. Syst. Eng. Div., Dong-A Univ.), G. J. Han (Mech. & Ind. Syst. Eng. Div., Dong-A Univ.),

#### ABSTRACT

This paper deals with the impact and the transient analysis of the impact absorbing system consist of double damping, piston and spring system in spreader to increase efficiency of it. It shows the optimum damping coefficient and spring constant under the limited stroke of impact absorbing system using for crane spreader and the optimum condition of impact absorbing system causing certain reaction force as time, which is characteristic of dashpot and rubber. This system absorbed 11.5 and 88.5% impact energy at the spring and the damper respectively.

**Key Words** : Impact Absorbing System(충격흡수기), Spreader(스프레더), Vibration Analysis(진동해석)  
Transient Analysis(과도해석), Optimum Design(최적설계)

### 1. 서론

세계화, 정보화에 따른 물류환경의 대량화, 고속화에 부응하기 위한 효율적인 항만 하역 시스템 운영과 항만하역 시스템의 핵심 장비인 스프레더에 대한 지속적인 수요 증대에 따른 기대와 스프레더의 고상률 저하 및 정비에 따른 시간 손실방지의 필요성이 요구된다. 또한, 스프레더의 취약 부분인 트위스트 락에 대한 보호 및 효과적인 충격흡수기 개발 및 충격흡수<sup>(1)</sup>에 따른 소음감소로 쾌적한 하역 작업 환경조성의 필요성이 요구된다.

본 연구에서는 크레인 스프레더용 충격흡수기의 메카니즘 설계 및 충격흡수기<sup>(2)</sup>를 개발하기 위하여 2중 감쇠구조와 2중 피스톤 및 스프링에 의한 복원이 되도록 하였다. 충격흡수기의 제한된 Stroke를 정적변수로 하였으며, 그 Stroke 안에 충격을 흡수할 수 있는 2중 감쇠계수와 스프링상수를 각각 설계변

수로 하였고, 피스톤의 변위를 목적함수로 하여 최적설계를 수행하였다. 또한 시간의 함수로 주어지는 하중을 입력으로 하고, 시간변화에 따른 변위 응답<sup>(3)~(5)</sup>을 출력으로 하는 과도해석을 수행하였다. 충격을 흡수할 때 진동없이 제한된 Stroke에 만족할 수 있는 최적의 감쇠계수와 스프링상수를 구하고자 하였다.

### 2. 과도해석

#### 2.1 과도해석

Fig. 1은 크레인 스프레더용 충격흡수기의 충격해석을 수행하기 위해서 작용한 충격하중인 삼각파와 계단파의 연속된 형상을 나타낸다. 여기서 최대하중은  $F_0 = 20217.5 \text{ N}$  이고, 하중 지속시간은 삼각파까지는 10 msec 이며 계단파까지는 0.5 sec 이다.

## 2.2 과도해석이론

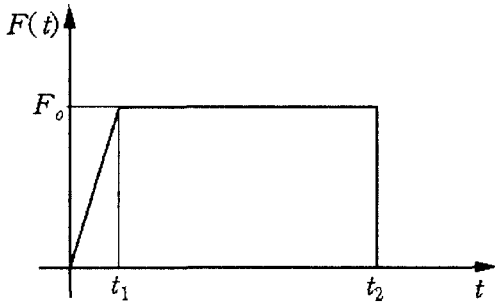


Fig. 1 Impact load shape

과도동적 평형방정식은 아래와 같다.

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{F^a\} \quad (1)$$

식 (1)의 선형방정식 해석에는 Newmark 시간적분 방법을 사용하며, Newmark법은 시간간격  $\Delta t$ 에서 유한차분법을 사용하였다.

$$\{\dot{u}_{n+1}\} = \{\dot{u}_n\} + [(1-\delta)\{\ddot{u}_n\} + \delta\{\ddot{u}_{n+1}\}]\Delta t \quad (2)$$

$$\{u_{n+1}\} = \{u_n\} + \{\dot{u}_n\}\Delta t + \left[\left(\frac{1}{2} - \alpha\right)\{\ddot{u}_n\} + \alpha\{\ddot{u}_{n+1}\}\right]\Delta t^2 \quad (3)$$

변위  $\{u_{n+1}\}$ 를 구하기 위하여 식 (1)에 시간  $t_{n+1}$ 을 대입하면 다음과 같다.

$$[M]\{\ddot{u}_{n+1}\} + [C]\{\dot{u}_{n+1}\} + [K]\{u_{n+1}\} = \{F^a\} \quad (4)$$

시간  $t_{n+1}$ 에서 변위를 구하기 위하여 식 (2)와 식 (3)을 재배열하면 다음과 같다.

$$\{\ddot{u}_{n+1}\} = a_0(\{u_{n+1}\} - \{u_n\}) - a_2\{\dot{u}_n\} - a_3\{\ddot{u}_n\} \quad (5)$$

$$\{\dot{u}_{n+1}\} = \{\dot{u}_n\} + a_6\{\ddot{u}_n\} + a_7\{\ddot{u}_{n+1}\} \quad (6)$$

여기서

$$\begin{aligned} a_0 &= \frac{1}{a\Delta t^2} & a_1 &= \frac{\delta}{a\Delta t} \\ a_2 &= \frac{1}{a\Delta t} & a_3 &= \frac{1}{2a} - 1 \\ a_4 &= \frac{\delta}{a} - 1 & a_5 &= \frac{\Delta t}{2}\left(\frac{\delta}{a} - 2\right) \\ a_6 &= \Delta t(1 - \delta) & a_7 &= \delta\Delta t \end{aligned}$$

식 (4)에 식 (5)와 식 (6)을 대입하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} & (a_0[M] + a_1[C] + [K])\{u_{n+1}\} \\ &= \{F^a\} + [M] (a_0\{u_n\} + a_2\{\dot{u}_n\} + a_3\{\ddot{u}_n\}) \\ & \quad + [C] (a_1\{u_n\} + a_4\{\dot{u}_n\} + a_5\{\ddot{u}_n\}) \end{aligned} \quad (7)$$

식 (7)에서  $\{u_{n+1}\}$ 의 변위가 얻어지며, 가속도와 속도는 식 (5)와 식 (6)에서 구해진다.

## 2.3 유한요소해석

### 2.3.1 모델링

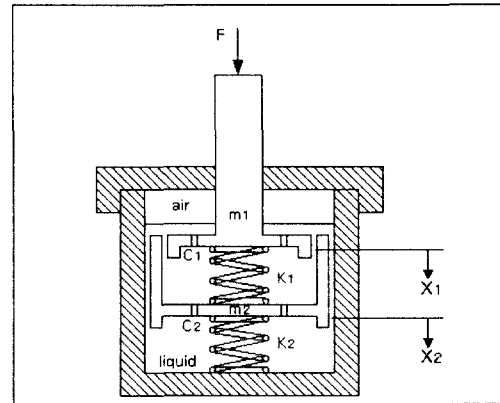


Fig. 2 Impact absorbing model

모든 모델링과 해석은 상용 유한요소해석 프로그램인 ANSYS 5.6에서 이루어졌으며, 해석에 사용된 요소는 Combination 40번이다.

Table 1 Initial parameters

Item list	Description
Weight	5 (ton)
Drop height	0.2 (m)
Max. Stroke (X <sub>1</sub> )	0.044 (m)
Max. Stroke (X <sub>2</sub> )	0.021 (m)

### 2.3.2 경계조건 및 하중조건

충격흡수기의 경계조건은 스프레더 부분과 체결되는 하부 부분의 절점을 완전고정으로 하였으며, 상부 피스톤 부분에 수직방향의 충격력을 가하였다.

Table 2 Impact Absorbing System

Item list	Description	
m <sub>1</sub>	3.6 (kg)	
m <sub>2</sub>	4.5 (kg)	
Optimum values	k <sub>1</sub>	965890 (N/m)
	k <sub>2</sub>	864990 (N/m)
	c <sub>1</sub>	73833 (N · s/m)
	c <sub>2</sub>	99481 (N · s/m)

## 3. 최적설계

### 3.1 최적설계의 알고리즘

본 연구에 사용된 최적설계 알고리즘으로는 Sub-problem approximation method<sup>(6)</sup>로써 각 설계변수 값들을 생성하여 그 데이터 점 위에 최소자승법으로 형성하고 각 최적화 루프가 새로운 데이터 점을 생성하여 목적함수 근사화를 수행하였다. 해석결과를 커브피팅 (Curve-fitting)하여 근사화하므로 빠른 시간 안에 근사해를 구할 수 있는 장점이 있고 복잡한 3차원 형상을 가진 구조물에 적용하기가 용이하다.

$$\hat{f}(x) = f(x) + error \quad (8)$$

식 (8)은  $\hat{f}(x)$ 에 근사화를 위한 각각의 독립변수와 오차함수 (Penalty function)를 포함하고 있으며 이를 최소화시키면,

Minimize :

$$\hat{f}(x) = f(x)$$

Subject to :

$$\underline{x}_i \leq x_i \leq \overline{x}_i \quad (i = 1, 2, 3, \dots, n)$$

$$\widehat{g}_i(x) \leq \overline{g}_i + a_i \quad (i = 1, 2, 3, \dots, m_1)$$

$$\widehat{h}_i - \beta_i \leq \widehat{h}_i(x) \quad (i = 1, 2, 3, \dots, m_2)$$

$$\underline{\omega}_i - \gamma_i \leq \widehat{\omega}_i(x) \leq \overline{\omega}_i + \gamma_i \quad (i = 1, 2, 3, \dots, m_3)$$

$f$  = Objective function

$x$  = Design variable

$n$  = Number of design variable

$g_i, h_i, \omega_i$  = State variable

$a_i, \beta_i, \gamma_i$  = Tolerances

Minimize :

$$F(x, p_k) = \hat{f} + f_o p_k \left[ \sum_{i=0}^{m_1} X(x_i) + \sum_{i=0}^{m_2} G(\widehat{g}_i) + \sum_{i=0}^{m_3} H(\widehat{h}_i) + \sum_{i=0}^{m_4} W(\widehat{\omega}_i) \right]$$

가 된다.

## 4. 결과 및 고찰

### 4.1 충격흡수기

#### 4.1.1 상부 피스톤의 감쇠계수가 변화할 때

2자유도 충격흡수기에 대하여 과도해석과 최적설계를 통해서 얻어진 최적의 스프링상수와 감쇠계수 값을 이용하여 각각의 피스톤의 시간에 따른 변위 응답을 구하였다. Fig. 3은 충격흡수기의 스프링상수와 감쇠계수가 최적조건일 경우, 상부 피스톤의 감쇠계수 값을 변화시켰을 때 각 피스톤의 시간에 따른 변위 응답을 나타낸다. 상부 피스톤의 감쇠계수의 변화는 하부 피스톤의 변위 응답에는 영향을 미치지 않으며 감쇠계수가 증가함에 따라 상부 피스톤의 변위가 감소함을 알 수 있다.

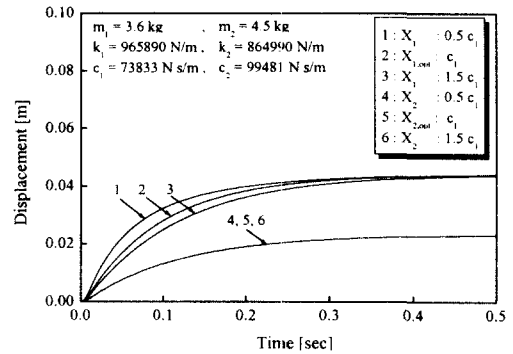


Fig. 3 Displacement response according to time in variable damping coefficient of upper piston

#### 4.1.2 상부 피스톤의 스프링상수가 변화할 때

Fig. 4는 상부 피스톤의 스프링상수를 변화시켰을 때 각 피스톤의 시간에 따른 변위 응답을 나타낸다.

상부 피스톤의 스프링상수의 변화는 하부 피스톤의 변위 응답에는 영향을 미치지 않으며, 스프링상수가 증가함에 따라 상부 피스톤의 변위가 감소함을 알 수 있다.

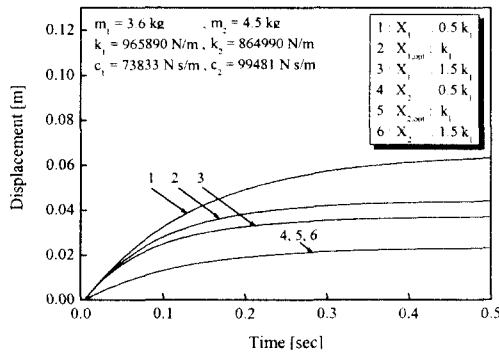


Fig. 4 Displacement response according to time in variable spring constant of upper piston

#### 4. 1. 3 하부 피스톤의 감쇠계수가 변화할 때

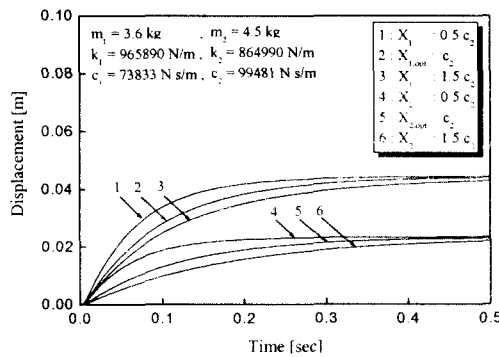


Fig. 5 Displacement response according to time in variable damping coefficient of lower piston

Fig. 5는 하부 피스톤의 감쇠계수를 변화시켰을 때 각 피스톤의 시간에 따른 변위 응답을 나타내고, 하부 피스톤의 감쇠계수가 증가함에 따라서 하부, 상부 피스톤의 변위가 감소함을 알 수 있다.

#### 4. 1. 4 하부 피스톤의 스프링상수가 변화할 때

Fig. 6은 하부 피스톤의 스프링상수를 변화시켰을 때 각 피스톤의 시간에 따른 변위 응답을 나타내고, 하부 피스톤의 스프링상수가 증가함에 따라서 하부, 상부 피스톤의 변위가 감소함을 알 수 있다.

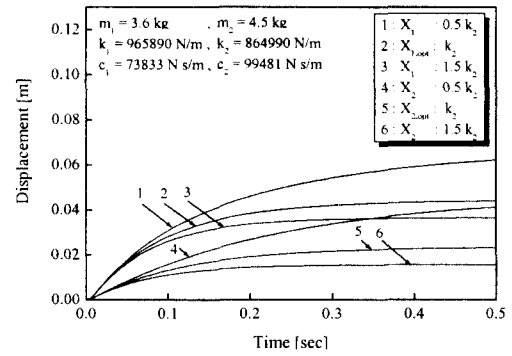


Fig. 6 Displacement response according to time in variable spring constant of lower piston

#### 4. 1. 5 충격흡수기가 부착된 경우 반력

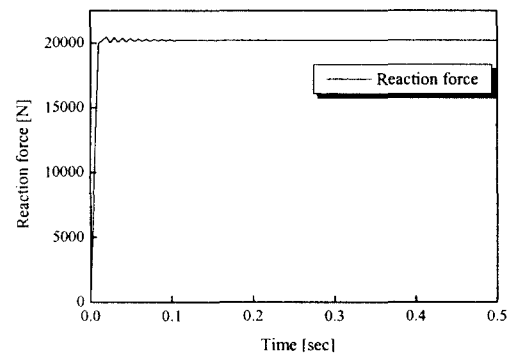


Fig. 7 Displacement response according to time in variable spring constant of lower piston

Fig. 7에서와 같이 크레인 스프레더의 충격흡수시간에 따라서 충격하중이 일정하게 발생하도록 충격흡수기를 설계하였다.

#### 4. 1. 6 충격흡수기의 최적응답

Fig. 8은 과도응답과 최적설계를 이용하여 얻은 충격흡수기의 최적조건일 때 시간에 따른 변위 응답을 나타내고, Fig. 9~10은 미분을 이용하여 속도와 가속도 응답을 구하였다. Fig. 9는 초기에 발생하는 충격에 의한 속도 응답이 상부 피스톤의 경우 약 0.5 m/s가 발생하였으며, 초기에 발생하는 충격에 의한 가속도 응답이 상부 피스톤의 경우 거의 50 m/s<sup>2</sup>이 발생하는 것을 알 수 있다.

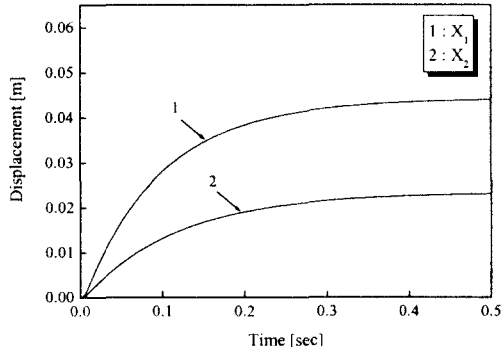


Fig. 8 Displacement response of impact absorbing system in optimum condition

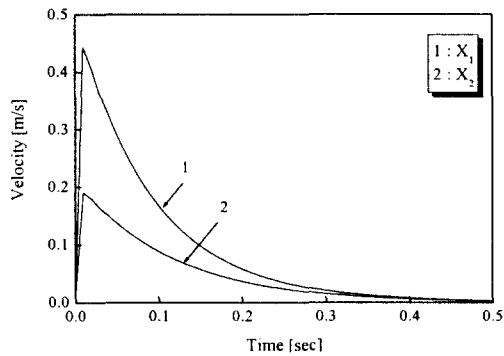


Fig. 9 Velocity response of impact absorbing system in optimum condition

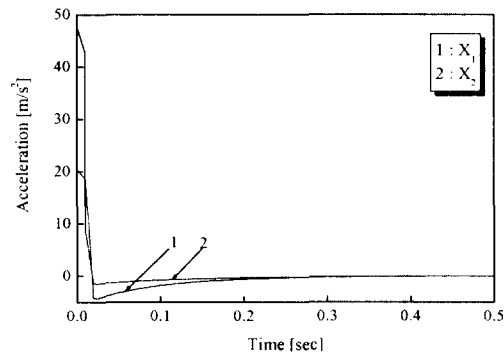


Fig. 10 Acceleration response of impact absorbing system in optimum condition

## 5. 결론

본 연구에서는 크레인 스프레더용 충격흡수기의 충격흡수효과를 증대시키기 위하여 2중 감쇠구조와 2중 피스톤 및 스프링에 의한 복원이 되도록 설계하여 충격 및 과도해석과 최적설계를 한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 크레인 스프레더용 2중 감쇠구조와 2중 피스톤 및 스프링의 충격흡수기를 충격하중에 대한 제한된 Stroke내의 최적 감쇠계수와 스프링상수를 구하였다.
2. 크레인 스프레더용 충격흡수장치의 충격흡수 특성을 데쉬포트와 고무의 특성인 시간에 따라 저항력이 일정하게 발생하는 충격흡수기의 최적조건을 구하였다.
3. 최적조건에서 충격흡수장치는 스프링에서 충격에너지의 11.5% 흡수하고, 감쇠에서 88.5%를 흡수하였다.

## 참고문헌

- (1) Egle, D. M. "An Investigation of an Impact Vibration Absorber", MS Thesis, Tulane University, New Orleans, LA, 1962
- (2) K. G. Reyvrouck, Duym S. W. and G. V Baron, "Physical Modeling of the Hysteretic Behaviour of Automotive Shock Absorbers", SAE International Congress, Detroit, Michigan, February 24~27, 1997
- (3) S. F. Masri and A. M. Ibrahim, "Response of the Impact Damper to Stationary Random Excitation", Journal of The Acoustic Society of America, Vol. 53, pp. 85~94, 1985
- (4) C. N. Bapat and S. Sankar, "Single Unit of Impact Damper in Free and Forced Vibration", Journal of Sound and Vibration, Vol. 99, pp. 85~94, 1985
- (5) Hoffmann, H. J., "Effectiveness of Shock Absorbers on Vehicles", Automobiltechnische Zeitschrift, Jahrg. 60, Heft 10, Seite 289, Oktober, 1958
- (6) Schmit, L. A., "Some approximation concepts for structural synthesis", AIAA Journal, Vol. 27, No. 5, pp. 692~699, 1974