

## 컨테이너가 상차될 때 트레일러가 받는 충격하중 해석

김재현\*(동아대 대학원 기계공학과), 홍도관(동아대 대학원 기계공학과),  
 김중완(동아대학교 기계산업 시스템공학부), 전언찬(동아대학교 기계산업 시스템공학부),  
 안찬우(동아대학교 기계산업 시스템공학부)

### Analysis of impact load for the container loaded trailer

Jae Heon Kim\*, Do Kwan Hong(Mech. Eng. Dept., DAU)  
 Joong Wan Kim, Un Chan Jeon, Chan Woo Ahn(Mech. Eng. Dept., DAU)

#### ABSTRACT

This research is presented for optimizing the coefficients of spring and damper by impact load which is applied to a trailer when the containers are loaded up trailer. The procedure utilize the condition that two containers, initial velocity of container, initial height of container and maximum of suspension stroke. The coefficients of spring and damper are calculated numerically through Newmark method uses finite difference expansions. The procedure of calculation is applied by one DOFs of mass- spring-damper system. The coefficients of spring and damper have large value as increase of height or decrease of stroke. The result of calculation is investigated and is used AGV design.

**Key Words** : Impulse (충격량), suspension (현가장치), finite difference expansion(유한차분법), transient analysis(과도해석)

#### 1. 서론

오늘날 세계 각국은 산업이 발전함에 따라 수·출입 Container 화물량이 급격하게 증가하고 있으나 한정된 물류처리시설 및 항만, 도로 등의 Infra 시설이 화물량의 증가에 비해 크게 부족한 실정이다. 따라서 빠른 수출입 화물을 처리할 수 없으며 이것은 바로 물류비용의 상승을 의미하며 국가 경쟁력을 약화시키는 것이다. 이를 개선하기 위하여 많은 나라들이 고비용, 저효율의 항만 물류 구조를 획기적으로 개선시키고 AGV 기술력 보유로 신속·정확한 항만 물류 처리로 국가 경쟁력을 갖추고자 한다.

본 논문에서는 이러한 AGV 설계시 필요한 현가 장치의 스프링 상수와 감쇠계수를 컨테이너가 트레일러에 상차 될 때의 충격력 해석을 통하여 최적화하고자 하였다.

충격력은 컨테이너가 트레일러에 상차 될 때 발생하며 이 때의 충격력은 컨테이너의 무게와 높이 초기 낙하 속도에 의해 구해질 수 있다. 그러므로 컨테이너가 트레일러에 상차 될 때 컨테이너의 높이와

초기 속도, 무게 등이 달라짐에 따라서 트레일러가 받는 충격하중은 달라지게 된다. AGV에서는 보다 안정된 자동화를 위하여 이러한 충격하중에 의한 트레일러의 진동을 스프링과 감쇠기로서 원하는 시간 내에 안정시키는 것이 중요하다. 두 개의 컨테이너가 상차 될 때 앞바퀴와 뒷바퀴가 받는 하중을 모멘트 법을 이용한 반력 계산으로 구하였고, 충격하중의 작용을 처음에는 충격량으로 그리고 컨테이너가 상차 된 후의 트레일러 거동시에는 계단입력하중으로 고려하여 해석하였다. 그리고 충격하중의 계산시 변수인 컨테이너의 초기 높이와 무게를 달리 하여 같은 방법으로 해석하였다.

이를 통하여 각 조건에서 트레일러 현가 장치에 사용될 스프링 상수 값과 감쇠계수를 계산하였고 이를 통해 최적화를 시도하였다. 해석과 최적화를 위하여 ANSYS 프로그램의 Newmark method가 사용되었으며 그에 대한 알고리즘은 본문에 언급하였다.

#### 2. 본론

## 2.1 첫번째 컨테이너 상차시

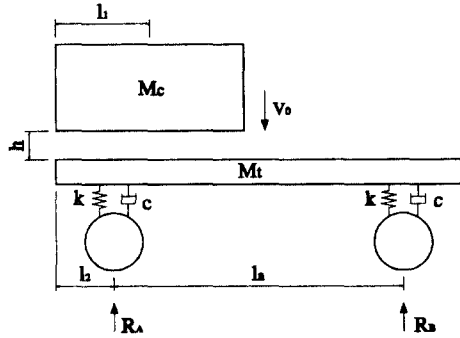


Fig. 1 The First container load

Fig. 1은 첫 번째 컨테이너가 상차될 때를 나타낸 그림이다. 컨테이너의 하중을  $M_c$ , 트레일러의 질량을  $M_t$ , 초기 속도와 높이를 각각  $V_0$ ,  $h$ 라고 하고 그 값을 아래의 표에 나타내었다.

Table 1 Initial parameter

parameter	value
$M_c$ (mass of container)	25 (t)
$M_t$ (mass of trailer)	20 (t)
$V_0$ (initial velocity)	4 m/s
$h$ (height)	1 m

컨테이너가 상차될 때 컨테이너 중량( $F$ )를 고려하여 앞바퀴가 받는 하중( $R_A$ )과 뒷바퀴가 받는 하중( $R_B$ )를 계산하면 다음 식과 같다.

여기서  $l_a = 10\text{m}$ ,  $l_1 = 3.875\text{m}$ ,  $l_2 = 2.75\text{m}$  이다. 그러므로

$$R_A = \frac{F(l_a + l_2 - l_1)}{2l_a}$$

$$R_B = \frac{F(l_1 - l_2)}{2l_a}$$

단 바퀴는 앞뒤에 각각 2개 씩이다.

여기서  $F$ 는 컨테이너 상차시 트레일러가 받는 충격량으로서 아래의 식에 의해 구해질 수 있다.

$$F = \frac{M_c(\sqrt{2gh} + V_0)}{\Delta t}$$

첫 번째 컨테이너 상차시 운동량 방정식은 다음과 같이 구해진다.

$$\left(\frac{5000}{g}\right)\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = R_A(t)$$

$$\left(\frac{5000}{g}\right)\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = R_B(t)$$

## 2.2 두 번째 컨테이너 상차시

두 번째 컨테이너 상차시 운동량 방정식은 다음과 같다.

$$\left(\frac{5000}{g} + \frac{R_A}{g}\right)\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = R_A(t)$$

$$\left(\frac{5000}{g} + \frac{R_B}{g}\right)\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = R_B(t)$$

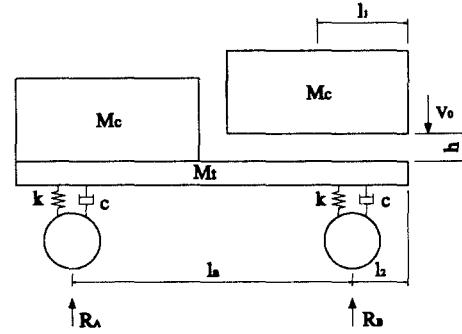


Fig. 2 The Second container load

$\frac{R_A}{g}$  = 첫 번째 컨테이너에 의해 앞바퀴에 작용하는 유효질량

$\frac{R_B}{g}$  = 첫 번째 컨테이너에 의해 뒷바퀴에 작용하는 유효질량

두 번째 컨테이너 상차시에는 같은 크기의 반력이 서로 다른 지점에 작용하게 된다.

## 2.3 ANSYS 과도해석

과도 동적 평형 방정식은 아래와 같다.

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

식 (1)의 선형방정식의 해석에는 Newmark 시간적분방법이 사용된다. Newmark 법은 시간간격  $\Delta t$ 에서 유한차분법을 사용한다.

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

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

구하고자 하는 바는 변위  $\{u_{n+1}\}$ 의 계산이므로 지배방정식 (1)은 시간  $t_{n+1}$ 에서 다음과 같이 구해진다.

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

시간  $t_{n+1}$ 에서의 변위의 해는 식 (2)와 식 (3)을 재배열하여 다음과 같이 얻을 수 있다.

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

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

여기서

$$a_0 = \frac{1}{a\Delta t^2} \quad a_1 = \frac{\delta}{a\Delta t}$$

$$a_2 = \frac{1}{a\Delta t} \quad a_3 = \frac{1}{2a} - 1$$

$$a_4 = \frac{\delta}{a} - 1 \quad a_5 = \frac{\Delta t}{2} \left( \frac{\delta}{a} - 2 \right)$$

$$a_6 = \Delta t(1 - \delta) \quad a_7 = \delta\Delta t$$

$\{\ddot{u}_{n+1}\}$ 과  $\{\dot{u}_{n+1}\}$ 에 대한 식은 식 (4)에 대입하여 쓰면 다음의 형태로 나타낼 수 있다.

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

한 개의 해로서  $\{u_{n+1}\}$ 이 얻어지며 가속도, 속도는 식 (5)와 식 (6)에서와 같이 얻어진다.

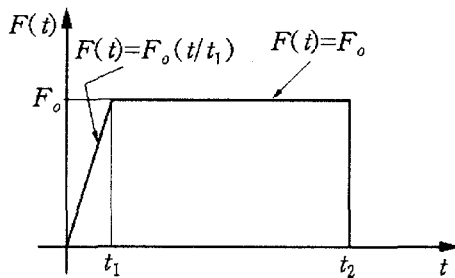


Fig. 3 Impact load shape

본 연구에서는 트레일러의 현가 장치 부분에서 충격해석을 수행하였으며, Fig. 3은 본 충격해석에서 고려한 충격하중 형태로 삼각 파와 계단 파의 연속된 형상을 나타낸다. 하중 지속시간은 삼각 파까지

는 10 msec이고 계단 파까지는 0.5sec이다. 즉, 충격력 계산에서의  $\Delta t$ 는 fig. 3의 그래프의 면적값인 0.495 sec를 가진다.

### 3. 최적설계

#### 3.1 최적설계 알고리즘

본 연구에서 사용한 Method는 Subproblem approximation method로써 각 설계변수 값들을 생성하여 그 데이터 점 위에 최소 차승 법으로 형성하고 각 최적화 루프가 새로운 데이터 점을 생성하여 목적함수 근사화를 수행하는 방법으로, 점들을 단순히 커브피팅(Curve-fitting)하여 근사화 하므로 빠른 시간 안에 근사해를 구할 수 있는 장점이 있으므로 복잡한 3차원 형상을 가진 구조물에 적용하기가 용이하다.

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

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

Minimize :

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

Subject to :

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

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

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

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

$f$  = 목적함수 (Objective function)

$x$  = 설계변수 (Design variable)

$n$  = 설계변수의 수

$g_i, h_i, w_i$  = 제약함수 (State variable)

$\alpha_i, \beta_i, \gamma_i$  = Tolerances

Minimize :

$$\begin{aligned} F(x, p_k) &= \hat{f} + f_o p_k \left[ \sum_{i=0}^n X(x_i) + \sum_{i=0}^{m_1} G(\widehat{g}_i) \right. \\ &\quad \left. + \sum_{i=0}^{m_2} H(\widehat{h}_i) + \sum_{i=0}^{m_3} W(\widehat{w}_i) \right] \end{aligned}$$

가 된다.

#### 4. 결과 및 고찰

##### 4.1 첫 번째 컨테이너 상차 시 유한요소 해석

각각의 stroke에 대한 높이를 0.23m로 고려하여 스프링 상수와 감쇠계수를 해석하였다.

Table 2는 첫 번째 컨테이너 상차 시 컨테이너가 받는 충격력을 고려하여 앞바퀴와 뒷바퀴 현가 장치의 스프링 상수와 감쇠계수를 해석한 것이다

Table 2 coefficients of spring and damper of front wheel on the first container loading

stroke (m)	h (m)	R <sub>A</sub>	R <sub>B</sub>	Optimum Front Wheel	
				k (N/m)	c (N · s/m)
0.23	1.0	188901	23936	898230	157990
	1.2	198377	25133	981500	141600

첫 번째 컨테이너 상차 시의 뒷바퀴에 작용하는 충격하중은 두 번째 컨테이너 상차 시의 뒷바퀴에 작용하는 충격하중보다 훨씬 적은 값이므로 스프링 상수와 감쇠계수 또한 보다 적은 값을 가지게 된다. 그러므로 뒷바퀴의 스프링 상수와 감쇠계수의 최적설계는 두 번째 컨테이너 상차 시의 값을 이용한다.

##### 4.2 두 번째 컨테이너 상차 시 유한요소해석

Table 3은 첫 번째 컨테이너가 상차되어 있으면서 다시 두 번째 컨테이너가 상차 될 때 트레일러가 받는 충격하중을 고려한 앞 · 뒤 바퀴의 스프링 강성과 감쇠계수를 구한 것이다.

Table 3 coefficients of spring and damper of rear wheel on the second container loading

stroke (m)	h (m)	R <sub>A</sub>	R <sub>B</sub>	Optimum Rear Wheel	
				k (N/m)	c (N · s/m)
0.23	1.0	23936	188901	909800	164530
	1.2	25133	198377	925720	183280

첫 번째 컨테이너 상차 시와 마찬가지로 두 번째 컨테이너 상차 시의 앞바퀴에 작용하는 하중은 첫 번째 컨테이너 상차 시에 앞바퀴에 작용하는 하중보다 훨씬 적은 값을 가지므로 앞바퀴의 스프링 상수와 감쇠계수는 첫 번째 컨테이너 상차 시의 것만을 고려하였다.

##### 4.3 변위 응답 그래프

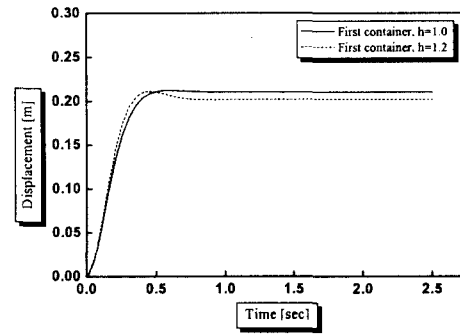


Fig. 4 Displacement of front wheel on the first container loading

최적화로 구해진 스프링 상수와 감쇠계수를 이용하여 컨테이너의 변위 응답을 그래프로 나타내었다. Fig. 4는 첫 번째 컨테이너 상차 시 앞바퀴의 변위를 낙하 높이에 따라 표현하였고 Fig. 5는 두 번째 컨테이너 상차 시 뒷바퀴의 변위를 낙하 높이에 따라 표현하였다. 두 경우 모두 제한된 stroke 안에서 안정되는 것을 볼 수 있다.

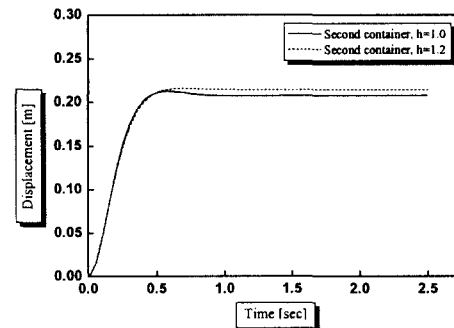


Fig. 5 Displacement of rear wheel on the second container loading

#### 4. 결론

본 연구에서는 컨테이너가 상차될 때 트레일러의 현가 장치가 받는 충격력을 이용한 최적화를 낙하 높이 h의 변화에 대해 각각 최적화 하였다. 먼저 첫 번째 컨테이너가 상차될 때 h의 높이를 조절하여 각각의 h에 대하여 최적 스프링 상수와 감쇠계수를 구하였다. 컨테이너의 낙하 높이가 높아질수록 트레일러에 가하는 충격력은 커지므로 보다 큰

값의 스프링 상수가 요구되는 것을 볼 수 있다.

두 번째 컨테이너가 상차될 때의 경우의 충격력은 같은 크기의 힘이 뒷바퀴에 작용하는 것과 같다. 첫 번째 컨테이너가 상차되어 있기 때문에 트레일러의 질량이 증가하여 스프링 상수와 감쇠계수가 앞바퀴의 값보다 뒷바퀴의 것이 보다 큰 값을 가짐을 알 수 있으며 충격하중이 커짐에 따라 보다 빠른 계의 안정을 위하여 스프링 값이 더 커짐을 알 수 있다.

#### 참고문헌

- (1) Kozol, J. E., and Brach, R. M., 1991, "Two-Dimensional Vibratory Impact With Chaos", *Journal of sound and Vibration*, Vol. 148, No. 2, pp. 319 ~ 327
- (2) Bapat C. N. and Popplewell, N., 1983, "Stable Periodic Vibro-Impacts of an Oscillator", *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 87, pp. 41 ~ 59.
- (3) W. Goldsmith. 1960. "Impact : The Theory and Physical Behaviour of Colliding Bodies". Edward Arnold. London.
- (4) Sun, C.T. and Huang, S.N., 1975, "Transverse Impact Problems by Higher Order Beam Finite Element", *Computers and Structures*, Vol. 5, pp. 297 ~ 303
- (5) Crook, A.W., 1952, " A study of Some Impacts Between Metal Bodies by a Piezoelectric Method", *Proceedings of the Royal Society, London, Series A*, Vol. 212, p.377
- (6) Schmit. L. A., 1974, "Some approximation concepts for structural synthesis", *AIAA Journal*, Vol. 27, No. 5, pp. 692~699.