

고충격 발생기구의 완충시스템 해석

Investigation of Dynamic Absorbing System in the Gas-operated Gun with High Transmitted Shock Force

김효준† · 박영필* · 양현석* · 최의중** · 이성배** · 홍계정***

Hyo-Jun Kim, Young-Pil Park, HyunSeok Yang, Eui-Jung Choe, Sung-Bae Lee and Kye-Jung Hong

(2002년 3월 6일 접수 : 2002년 4월 13일 심사완료)

Key Words : Transmitted Shock Force(충격전달력), Gas-operated Gun(발사기), Dynamic Absorbing System(충격완충시스템)

ABSTRACT

In this study, the dynamic absorbing system for gas operated gun has been investigated. For this purpose, firstly, mathematical model of gas-operated shoulder-fired gun has been constructed. Through a series of experimental works using the devised test setup, the characteristic behavior of mathematical model was compared to the test results. In order to design the dynamic absorbing system, parameter optimization process has been performed based on the simplified isolation system under constraints of moving displacement and transmitted force. In order to implement the more efficient dynamic absorbing system, the characteristic performance of stroke-dependent variable damping system has been analyzed with some opening area curves. Finally, the performance of the designed dynamic absorbing system has been evaluated by simulation and experiment using the previous test apparatus.

1. 서 론

현대에 이르러 자국의 우위를 점하기 위하여 국방 과학 기술의 개발에 더욱더 많은 노력을 기울이고 있으며, 특히 개인의 임무 능력 향상을 위해 다각적인 연구가 진행되고 있다. 이중 개인화기의 성능향상 부분은 운동역학적으로 볼 때 불가피하게도 보다 큰 충격에너지를 발생시키게 되며, 이러한 충격전달력으로 인하여 임무수행 주체의 조준 안정성과 안전성에 심

각한 영향을 주는 문제가 발생할 수 있으므로 성능향 상으로 야기되는 충격력의 전달특성을 고려하여 지지 부에 전달되는 충격에너지를 감소시킬 수 있는 완충 방안에 대한 연구가 필요하다.

충격력을 받는 구조물에서 충격 전달력 및 진동을 차단하거나 감소시키는 연구는 구조 설계에 있어 중요한 인자가 될 뿐만 아니라 충격이나 진동이 전달되는 2차 계의 안정성에도 주요한 문제가 되어왔다.⁽¹²⁾ 이러한 완충시스템과 관련된 연구로서 Zhang⁽¹⁾ 등은 철도차량에서 외팔보형 동흡진기의 최적 감쇠인자를 유도하고, 효율을 쉽게 평가할 수 있는 등가질량비를 정의하였으며, Sekine⁽²⁾ 등은 충격흡수나 진동흡수에 새롭게 사용되고 있는 실리콘 겔을 사용한 인슐레이 터(insulator)의 고유진동수와 감쇠비를 유도하여 인슐레이터 특성을 분석하였다. Hundal^(3,4) 등은 공압 완충기를 이용하여 최적 응답성을 유도할 수 있는 설

† 책임저자, 정회원, 국립삼척대학교 기계공학과
E-mail : hjkim@samchok.ac.kr

Tel : (033) 570-6322, Fax : (033) 574-2993

* 정회원, 연세대학교 기계·전자공학부

** 국방과학연구소

*** 대우정밀

계 방안에 대하여 고찰하였다. 또한 Alanoly⁽⁵⁾ 등은 완충기 내부의 유체 흐름을 오리피스로 조절하여 완충력을 조정하는 반능동형 완충기를 이용하여 질량체의 가속도와 상대변위를 감소시키는 연구를, Walsh⁽⁶⁾ 등은 회전체를 갖는 기계장비가 회전을 시작하고 끝나는 시점에서 발생하는 과다진동을 흡수하기 위하여 강성이 변화하는 완충기에 대한 연구를 수행하였으며, Seto⁽⁸⁾ 등은 복잡한 구조의 유압식 콘크리트 파쇄기의 성능개선을 위하여 작동특성에 대한 이론 해석과 설계를 수행하였다.

고충격 발생기인 발사기의 경우에는 1차 계인 발사기에서 발생하는 폭발 충격력이 발사기를 지지하는 구조물이나 인체에 직접 전달되게 된다. 차량 또는 헬기 등에 탑재되어 사용되는 발사기는 탑재장비를 지지구조물로 하거나 별도의 지지구조를 가지도록 설계되어 있다. 이와 같은 발사기의 경우 사격시의 충격력을 완충시켜 반동력을 감소시키도록 지지물의 구조를 최적화하고, 또한 사격시 발사기의 조준 안정성을 유지시켜 명중률을 극대화하기 위해 다양한 종류의 충격완충기를 설계하여 사용하고 있다. 그러나, 사람이 직접 휴대하여 사용하는 발사기의 경우에 지지물은 오직 사람이 되므로 사격시 발생하는 충격력은 모두 인체가 감당해야만 한다.

인체에 직접 전달되는 휴대용 발사기의 충격력은 사람과 발사기로 이루어진 동적계에 충격형태의 외란으로 작용하여, 최초 계획된 운동형태를 교란시켜 명중률을 저하시킴으로써 결과적으로 발사기의 제성능을 저감시켜 사용자에게 의한 운용성능 저하를 초래하는 역기능을 할 수 있다. 그러므로, 발사기 자체의 성능향상이 실전에서 실현 가능하도록 하여 결국 운용성능 향상으로 나타나도록 하기 위해서는 발사기의 충격전달을 완화시키는 연구가 필수적이며, 연구의 특성상 기존 연구에 대한 접근성이 용이하지 않으므로 이에 대한 해석 및 설계 기술의 확보가 필수적이다.

본 연구에서는 폭발 가스압에서 발생하는 에너지를 동력으로 사용하는 가스작동식 발사기를 대상 시스템으로 선정하여, 운동역학적 특성 및 충격력의 발생 매카니즘 분석을 기반으로 고충격 발생기구에 대한 해석 모델을 개발하였으며, 대상 시스템에서의 충격력 발생 특성을 고려하여 완충시스템의 적용 위치를 선정하고 간략화된 완충시스템 모델을 기반으로 파라미터 최적화를 수행하였다. 설계 인자를 도출하고, 충격

전달력의 효과적인 완충 특성을 구현하기 위해 완충시스템의 제특성을 해석하고 실험을 통하여 완충 특성을 평가하였다.

2. 충격력 해석 및 실험

2.1 대상 시스템의 모델링

대상 고충격 발생기구의 작동 및 충격력 발생 메커니즘을 기반으로 그 동특성을 해석하기 위하여 대상 시스템을 Fig. 1과 같이 모델링하였다. 시스템을 구성하는 각 대상 요소들은 강체로 모델링 하였으며, 각 요소 및 연결 요소들은 실측 데이터를 적용하였고, 각각의 운동에서 발생하는 마찰 영향은 무시하였다. 노리쇠가 총열에 잠겨져 있는 상태를 초기위치로 하였으며, 좌표축은 초기위치를 원점으로 잡고 총구방향을 양의 방향으로 적용하였다.

격발시 발생된 가스압이 피드백 되어 총열과 노리쇠 사이에 풀림이 일어나기 전에는 노리쇠, 노리쇠집, 버퍼, 총몸이 하나의 질량체로 작동하게 되며, 가스압이 피드백 되면 총열과 노리쇠 사이에 풀림작용이 발생하게 되므로 각각의 대상요소는 서로 분리되어 작동하게 되므로, 이러한 내부 요소들의 거동 특성을 고려하여⁽⁹⁾ 모델링된 대상 시스템에 대한 운동방정식은 다음의 식 (1)~(5)과 같이 정리하여 나타낼 수 있다.

$$M_T \ddot{X}_{MG} + C_M \dot{X}_{MG} + K_M X_{MG} = F_{B1} \quad (1)$$

$$M_B \ddot{X}_B = F_{B1} + F_{B2} + F_{B3} \quad (2)$$

$$M_{BC} \ddot{X}_{BC} = F_{BC1} + F_{BC2} + F_{BC3} + F_{BC4} \quad (3)$$

$$M_{MG} \ddot{X}_{MG} = F_{MG1} + F_{MG2} + F_{MG3} + F_{MG4} + F_{MG5} \quad (4)$$

$$M_{BUFF} \ddot{X}_{BUFF} = F_{BUFF1} + F_{BUFF2} + F_{BUFF3} \quad (5)$$

여기서,

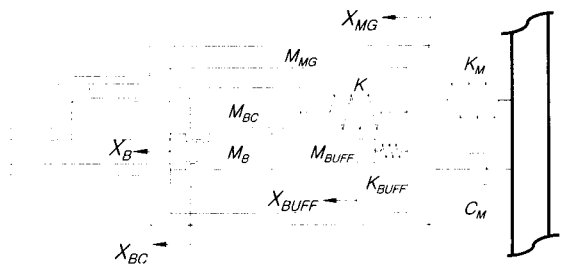


Fig. 1 Schematic diagram of gun model

$$\begin{aligned}
 F_{B1} &= -P_{B1}(t)A_{B1} \\
 F_{B2} &= K_{B1}(X_{MG}-X_B)+C_{B1}(\dot{X}_{MG}-\dot{X}_B) \\
 F_{B3} &= f(X_B, X_{BC}, X_{BBC}, \dot{X}_B, \dot{X}_{BC}) \\
 F_{BC1} &= -F_{B3} \\
 F_{BC2} &= f(X_{BUFF}, X_{BC}, \dot{X}_{BUFF}, \dot{X}_{BC}) \\
 F_{BC3} &= -P_{B2}(t)A_{B2} \\
 F_{BC4} &= -K(X_{BC}-X_{MG})+\beta K \\
 F_{MG1} &= -K_M X_{MG}-C_M \dot{X}_{MG} \\
 F_{MG2} &= -F_{B2} \\
 F_{MG3} &= -K(X_{MG}-X_{BC})-\beta K \\
 F_{MG4} &= f(X_{MG}, X_{BUFF}, \dot{X}_{MG}, \dot{X}_{BUFF}) \\
 F_{MG5} &= -K_{BUFF}(X_{MG}-X_{BUFF})
 \end{aligned}$$

여기서,

- M_T : 전체질량
- M_B : 노리쇠질량
- M_{BC} : 노리쇠몽치질량
- M_{MG} : 화기질량
- M_{BUFF} : 버퍼질량
- P_{B1} : 폭발압력
- K : 노리쇠 스프링 강성
- K_{B1} : 노리쇠-화기간 강성
- C_{B1} : 노리쇠-화기간 감쇠
- A_{B1} : 수압부면적
- β : 노리쇠 스프링 초기장
- P_{B2} : 피드백 압력
- A_{B2} : 피드백 수압부 면적

2.2 충격 전달력 실험 및 해석

2.1 절에서 구성한 동적 모델을 기반으로 내부 요소들의 복잡한 연동 작용으로 발생하는 충격력과 각 요소들의 동특성을 해석하기 위하여 시뮬레이션을 수행하였다. 대상 시스템의 입력으로 작용하게 되는 폭발 압력의 기본 파형은 Ehle⁽⁹⁾이 제시한 동일 탄에 대한 압력 데이터를 기초로 하여 발사기 내부 요소들의 동력원으로 작용하는 약실의 폭발압력과 가스압력 압력을 수식화 하여 적용하였으며, 이러한 압력 파형으로부터 발생하는 충격 전달력을 해석 시뮬레이션에 이용하였다.

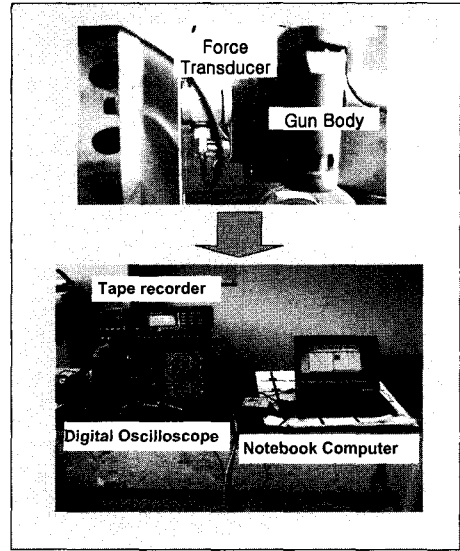


Fig. 2 Schematic diagram of experimental setup

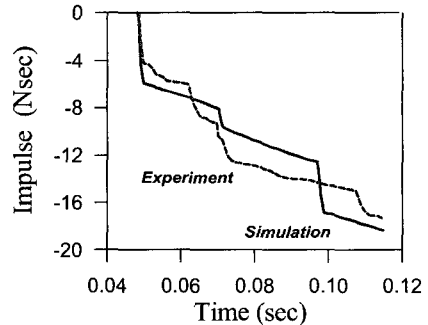


Fig. 3 Comparison of linear impulse in experiment and simulation

모델링된 해석 모델의 타당성을 검토하고, 대상 시스템으로부터 전달되는 충격력과 3장에서 설계한 완충 시스템의 특성을 측정, 분석하기 위하여 Fig. 2와 같이 측정 시스템을 설계, 제작하고, 분해능(resolution)이 우수한 계측장비를 이용하여 측정 시스템을 구성하였다.

완충 시스템의 설계를 위하여 대상 시스템에서 사격시 발생하는 충격 전달력에 대한 해석과 실험 결과를 Fig. 3에 비교하여 도시하였다.

대상 시스템을 지지하는 구조부의 운동 변화를 유발하게되는 충격량에 대한 결과에서처럼 전체적인 개형은 해석 결과가 실험 결과를 잘 반영하여 나타내고 있음을 확인할 수 있다. 또한 대상 발사기의 작동 메커니즘을 근거로 1 cycle 내의 충격량을 비교하여

Table 1 Comparison of linear impulse values

	Simulation	Experiment
Linear impulse (N · sec)	18.34	17.44

Table 1에 해석 및 실험치를 비교하여 나타내었으며, 해석 결과와 실험 결과가 5% 정도의 오차를 나타내고 있다. 이러한 오차요인으로는 모델링시 무시한 내부 요소들간의 마찰 영향을 고려할 수 있으나 이를 정량적으로 반영하는데 어려움이 있으며, 또한 대상탄의 장약 상태의 차이도 영향을 주게되는데 이는 폭발 및 피드백 압력을 실측하여 적용한다면 전술한 오차를 보다 감소시킬 수 있을 것으로 판단된다.

3. 완충 시스템의 모델링

3.1 완충 시스템의 최적화

사격시 발생하는 충격전달력을 경감시키기 위한 완충시스템을 설계하기 위하여 Fig. 4와 같이 간략화된 완충 시스템을 구성하고, 설계 변수인 완충시스템의 파라미터를 결정하기 위하여 적용 구속 조건을 고려하여 최적화를 수행하였다.

Fig. 4의 전체 완충 시스템에 대한 운동방정식은 다음과 같다.

$$\begin{bmatrix} M_s & 0 \\ 0 & M_u \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_s \\ \ddot{x}_u \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_s & -c_s \\ -c_s & c_s \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}_s \\ \dot{x}_u \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_s & -k_s \\ -k_s & k_s + k_u \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_s \\ x_u \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_i \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (6)$$

여기서 M_s 는 발사기 질량, M_u 는 지지부 질량, x_s 는 발사기 변위, x_u 는 지지부 변위, F_i 는 사격시 발생하는 충격력, k_s 는 완충기 강성, c_s 는 완충기 감쇠계수, k_u 는 지지부의 강성이다.

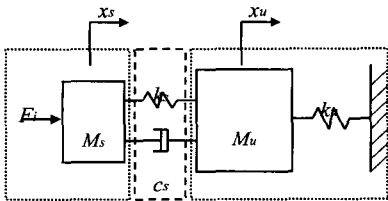


Fig. 4 Schematic diagram of dynamic absorbing system

상태변수 X 를 식 (7)과 같이 정의하여 상태방정식으로 나타내면 식 (8)과 같다.

$$X = [x_s \quad \dot{x}_s \quad x_u \quad \dot{x}_u]^T \quad (7)$$

$$\dot{X} = AX + BF_i \quad (8)$$

여기서,

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{k_s}{M_s} & -\frac{c_s}{M_s} & \frac{k_s}{M_s} & \frac{c_s}{M_s} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{k_s}{M_u} & \frac{c_s}{M_u} & -\frac{k_s+k_u}{M_u} & -\frac{c_s}{M_u} \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 & \frac{1}{M_s} & 0 & 0 \end{bmatrix}^T$$

본 시스템에서 가진력 F_i 를 강도(intensity) E 를 갖는 백색잡음으로 가정하면,

$$E[\dot{F}_i(t) \dot{F}_i(t+\tau)] = E\delta(t-\tau)$$

와 같이 되며, 모든 $t \geq 0$ 에 대하여 $E[\dot{F}_i(t)] = 0$ 이라 가정한다.

이 시스템에 대한 성능지수는 실질적인 관심대상인 발사기의 변위와 지지부 변위의 차에 의한 완충기의 변위와, 지지부에 전달되는 전달력을 고려하므로서 대상시스템의 물성치를 최적화하는 것으로 정의한다.

따라서 성능지수(Performance Index)를 다음과 같이 정의한다.

$$P.I. = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} E[\int_0^T (\ddot{x}_u^2 + \rho(x_s - x_u)^2) dt]$$

여기서 ρ 는 가중치이며 이것을 식 (7)의 상태변수를 이용하여 표현하면 다음과 같다.

$$P.I. = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} E[\int_0^T (\dot{x}_4^2 + \rho(x_1 - x_3)^2) dt] \quad (9)$$

식 (9)으로부터 식 (10)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\dot{x}_4^2 + \rho(x_1 - x_3)^2 = [x_1 \ x_2 \ x_3 \ x_4]$$

$$\begin{bmatrix} \frac{k_s^2}{M_u^2} + \rho & \frac{k_s c_s}{M_u^2} & \frac{k_s(k_s+k_u)}{M_u^2} - \rho \\ \frac{k_s c_s}{M_u^2} & \frac{c_s^2}{M_s} & -\frac{c_s(k_s+k_u)}{M_u^2} \\ \frac{k_s(k_s+k_u)}{M_u^2} - \rho & -\frac{c_s(k_s+k_u)}{M_u^2} & \frac{(k_s+k_u)^2}{M_u^2} + \rho \\ -\frac{k_s c_s}{M_u^2} & -\frac{c_s^2}{M_u^2} & \frac{c_s(k_s+k_u)}{M_u^2} \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} -\frac{k_s c_s}{M_u^2} \\ -\frac{c_s^2}{M_u^2} \\ c_s(k_s + k_u) \\ \frac{M_u^2}{c_s^2} \\ \frac{M_u^2}{M_u^2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} = X^T Q X \quad (10)$$

여기서 Q는 대칭, 양의 한정(symmetric, positive definite) 행렬이다.

시스템이 선형이고 입력이 백색잡음이므로 성능지수는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} P.I &= \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} E \left[\int_0^T X^T Q X dt \right] \\ &= \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \{ E [X^T Q X] dt \} \\ &= \text{Trace} \{ Q E [X^T X] \} = \text{Trace} \{ Q \Sigma \} \end{aligned}$$

여기서 Σ는 다음과 같은 공분산 행렬(covariance matrix)이며,

$$\Sigma = E [X^T X] = \begin{bmatrix} \sigma_{11} & \sigma_{12} & \sigma_{13} & \sigma_{14} \\ \sigma_{21} & \sigma_{22} & \sigma_{23} & \sigma_{24} \\ \sigma_{31} & \sigma_{32} & \sigma_{33} & \sigma_{34} \\ \sigma_{41} & \sigma_{42} & \sigma_{43} & \sigma_{44} \end{bmatrix}$$

주어진 계의 상태방정식에 대한 공분산전파방정식(covariance propagation equation)은 다음 식 (11)을 만족한다.

$$A \Sigma + \Sigma A^T + B E B^T = 0 \quad (11)$$

따라서 식 (8)과 위의 식들을 이용하면 해는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \sigma_{11} &= \frac{\xi_{11}}{\mu_{11}} + \frac{2k_s^2 k_u m_s m_u + k_s^3 m_u^2}{2c_s k_s k_u^3 m_s^2} \\ \sigma_{12} &= 0 \\ \sigma_{13} &= \frac{\xi_{13}}{\mu_{13}} + \frac{k_s k_u m_s m_u + k_s^2 m_u^2}{2c_s k_u^3 m_s^2} \\ \sigma_{14} &= -\frac{1}{2k_u m_s} \\ \sigma_{21} &= \sigma_{12} \\ \sigma_{22} &= \frac{c_s^2 k_u + k_s^2 m_s + 2k_s k_u m_s + k_u^2 m_s + k_s^2 m_u}{2c_s k_u^2 m_s^2} \\ \sigma_{23} &= \frac{1}{2k_u m_s} \\ \sigma_{24} &= \frac{c_s^2 k_u + k_s^2 m_s + k_s k_u m_s + k_s^2 m_u}{2c_s k_u^2 m_s^2} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{31} &= \sigma_{13} \\ \sigma_{32} &= \sigma_{23} \\ \sigma_{33} &= \frac{\xi_{33}}{\mu_{33}} \\ \sigma_{34} &= 0 \\ \sigma_{41} &= \sigma_{14} \\ \sigma_{42} &= \sigma_{24} \\ \sigma_{43} &= \sigma_{34} \\ \sigma_{44} &= \frac{c_s^2 k_u + k_s^2 m_s + k_s^2 m_u}{2c_s k_u^2 m_s^2} \end{aligned}$$

여기서,

$$\begin{aligned} \xi_{11} &= c_s^2 k_s k_u m_s + k_s^3 m_s^2 + 3k_s^2 k_u m_s^2 + k_u^3 m_s^2 \\ &\quad + c_s^2 k_s k_u m_u + 2k_s^3 m_s m_u \\ \xi_{13} &= c_s^2 k_u m_s + k_s^2 m_s^2 + 2k_s k_u m_s^2 + k_u^2 m_s^2 \\ &\quad + c_s^2 k_u m_u + 2k_s^2 m_s m_u \\ \xi_{33} &= c_s^2 k_u m_s + k_s^2 m_s^2 + k_s k_u m_s^2 + c_s^2 k_u m_u \\ &\quad + 2k_s^2 m_s m_u + k_s^2 m_u^2 \\ \mu_{11} &= 2c_s k_s k_u^3 m_s^2, \quad \mu_{13} = 2c_s k_u^3 m_s^2, \quad \mu_{33} = \mu_{13} \end{aligned}$$

따라서 성능지수는 다음의 식 (12)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} P.I &= \text{Trace} \{ Q \Sigma \} \\ &= \frac{k_s^2}{2c_s k_u m_s^2} + \frac{c_s}{2m_s^2 m_u} + \left(\frac{1}{2c_s k_s} + \frac{1}{2c_s k_u} \right) \times \rho \end{aligned} \quad (12)$$

이와 같은 성능지수식을 J라하면, 이를 최소화하는 완충시스템 매개변수 k_{eq} , c_{eq} 는 다음의 편미분 방정식 (13), (14)로부터 구할 수 있다.

$$k_{eq} : \frac{\partial J}{\partial k_s} = 0 \quad (13)$$

$$c_{eq} : \frac{\partial J}{\partial c_s} = 0 \quad (14)$$

성능지수식 (12)와 식 (13), (14)로부터 최적의 스프링상수 k_{eq} 와 감쇠계수 c_{eq} 는 다음의 식 (15), (16)와 같이 구할 수 있다.

$$k_{eq} = \sqrt[3]{\frac{k_u m_s^2 \rho}{2}} \quad (15)$$

$$c_{eq} = \sqrt{m_u \times \left\{ \frac{k_s^2}{k_u} + \left(\frac{m_s^2}{k_s} + \frac{m_s^2}{k_u} \right) \times \rho \right\}} \quad (16)$$

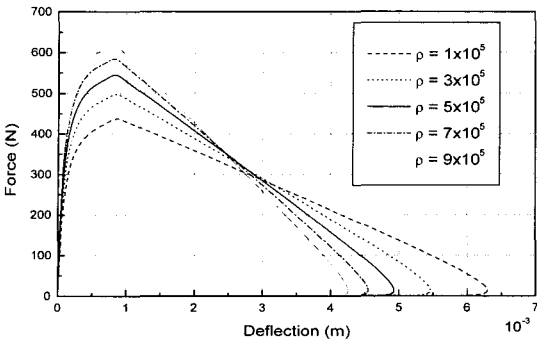


Fig. 5 Deflection vs transmitted force with varying weight factors

가중치 ρ 값에 대한 완충변위와 충격전달력의 변화를 Fig. 5에 도시하였으며, 완충변위에 대한 제한조건을 5 mm로 하는 것을 목표사양으로 하여 가중치를 결정하였으며, 이때 $\rho = 5 \times 10^5$ 이 되고, 이 때의 스프링 상수 k_{eq} 와 감쇠계수 c_{eq} 는 다음과 같이 결정된다.

$$k_{eq} = 2385 \text{ (N/m)}$$

$$c_{eq} = 520.17 \text{ (N} \cdot \text{sec/m)}$$

3.2 완충 시스템의 설계

일반적으로 내부 오일의 유동 저항을 이용해 충격시의 대상체 운동에너지를 열로 발산시키는 고정된 면적을 갖는 일반적인 완충기의 경우, 충격 초기 전달력의 피크가 발생하게 된다. 따라서 본 시스템의 적용특성을 고려하여 완충 기간중 부드러운 완충특성을 갖도록 하는 완충 시스템을 구현하기 위하여 완충기 피스톤의 운동에 따라 내부 오일의 유출면적을 변화시킴으로써 감쇠력을 변화시킬 수 있는 가변 오일 댐퍼를 고려하였다.

피스톤에 의한 유체적의 변화량과 유출구(escape hole)에 의한 유출 유량이 같다는 연속방정식에 의해 다음의 식을 표현할 수 있다.

$$v \times S_p = \omega \times q_y \times \mu \tag{17}$$

여기서 v 는 피스톤의 속도, S_p 는 피스톤의 면적, ω 는 유출 속도, q_y 는 피스톤 밑에 있는 유출구의 전체 면적 그리고 μ 는 유출 상수이다.

유출속도는 다음의 식 (18)과 같이 표현된다.

$$\omega = \sqrt{\frac{2p}{\gamma}} \tag{18}$$

여기서 p 는 실린더내의 오일 압력이고 γ 는 오일 밀도이다.

식 (18)을 식 (17)에 대입하여 압력에 대한 식으로 변환하면 식 (19)와 같이 된다.

$$p = \frac{\gamma}{2\mu^2} \times S_p^2 \times \left(\frac{v}{q_y}\right)^2 \tag{19}$$

그러므로 완충력(retarding force)은 다음의 식 (20)으로 나타낼 수 있다.

$$F = p \times S_p = \frac{\gamma}{2\mu^2} \times S_p^3 \times \left(\frac{v}{q_y}\right)^2 \tag{20}$$

자유낙하 하는 충격을 완충하는 경우로 가정하면 피스톤의 속도는 식 (21)과 같이 나타낼 수 있으므로

$$v = \sqrt{2g_n \times y} \tag{21}$$

식 (21)을 식 (20)에 대입하면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$F = \frac{\gamma \times g_n}{2\mu^2} \times S_p^3 \times \frac{y}{q_y^2} \tag{22}$$

따라서 완충력을 완충변위에 대하여 일정하게 유지하려고 한다면 완충력 F 는 상수가 되므로 다음과 같이 y 와 q_y 의 관계를 구할 수 있다.

$$y = const \times q_y^2 \tag{23}$$

식 (23)로부터 완충변위와 유출면적, 두 변수사이의 관계가 2차함수 형태로 나타낼 수 있으며, 실린더내의 각각의 유출구의 위치는 이 관계식을 따라 설계할 수 있다.

식 (21)~(23)과는 달리 일반적인 충격입력의 경우, 완충 변위에 대한 유출면적 선도가 설계변수가 되므로 Fig. 3에서 발사기의 변위 x_s 와 지지부의 변위 x_u 간의 상대거리인 가변완충기의 피스톤의 변위와 이에 대한 완충기내 오일의 유출면적을 Fig. 6과 같이 설계하여 이를 적용한 완충 시스템에 대한 해석 결과를 Fig. 7에 비교하여 도시하였다.

결과에서처럼 설계변수인 유출면적 선도에 따라 전술한 완충특성을 비교할 수 있으며, 제한된 목표 변위 내에서 대부분의 완충 작용이 이루어짐을 확인할 수 있다.

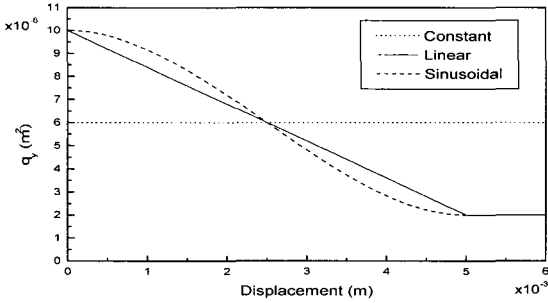


Fig. 6 Design curves of opening area variation

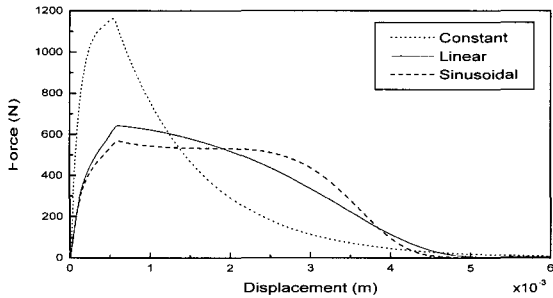


Fig. 7 Comparison of retarding forces

4. 완충 특성 실험 및 해석

설계된 완충시스템의 특성을 실험적으로 평가하기 위하여 Fig. 2의 측정 시스템을 이용하여 실험을 수행하였으며, 실험에 적용한 완충기는 시제품 제작의 어려움으로 3.1절의 해석 결과와 Fig. 6을 기반으로 다단으로 면적이 감소하는 완충기를 선정하여 적용하였다.

Fig. 8에 실험을 통하여 측정된 완충기의 완충성능을 완충 시스템 적용 전/후로 비교하여 도시하였다. 결과에서처럼 초기 가스 폭발에 의해 전달되는 1차

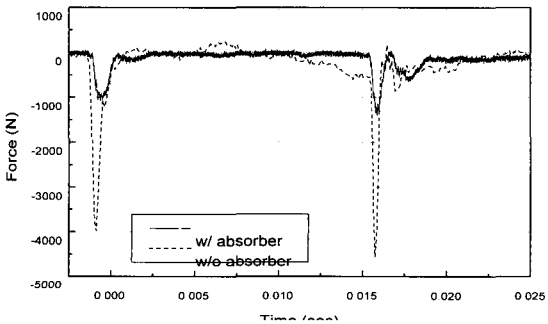


Fig. 8 Comparison of experimental results of transmitted force in single shoot condition

Table 2 Comparison of normalized linear impulse

Impulse	w/o absorber	w/ absorber
1st impulse	1	0.418
2nd impulse	1	0.585

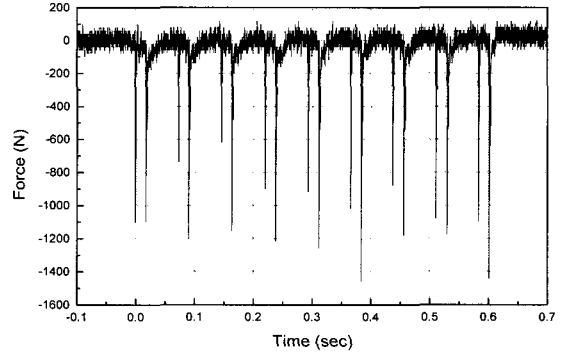


Fig. 9 Experimental result of transmitted force in continuous shoot condition

충격력의 크기는 비완충시 4000 N에서 1080 N으로 감소되었으며, 내부 요소들의 동적 거동에 의해 유발되는 2차 충격력도 4560 N에서 1400 N으로 감소되는 결과를 얻었다. 또한 1 cycle의 충격 입력을 고려하여 1차 및 2차 충격에 대한 충격량을 비완충시를 기준으로 각각 비교하여 Table 2에 나타내었다.

대상 시스템의 실 작동특성과 적용된 완충시스템의 구조적 특성을 고려하여 가장 악조건인 연발 사격 조건에 대하여 완충 성능 실험을 수행하여 그 결과를 Fig. 9에 도시하였다. 실험 결과에서처럼 충격 전달력의 크기는 단발 사격에서의 결과와 대등한 결과치를 나타내고 있으므로 최악 조건에서도 충분한 완충성능을 나타내고 있음을 확인할 수 있다.

5. 결 론

가스작동식 발사기를 대상 시스템으로 하여 고충격 발생기구에 대한 완충 시스템 해석 연구를 기반으로 다음과 같은 결과를 얻었다.

(1) 충격력 발생 매카니즘을 규명하고, 대상 시스템에 대한 해석 모델을 개발하였으며, 실험을 통하여 모델링된 내부요소들의 동적 응답은 구조적으로 타당한 거동특성을 보임을 확인하였다.

(2) 완충시스템 설계인자인 강성과 감쇠계수를 결

정하는 가중치 ρ 의 결정에는 전달 충격력과 완충변위의 절충(trade-off)이 필요하며, 충격전달 특성을 고려할때 완충기 피스톤의 변위에 대한 내부 오일 유출구 면적 선도가 주요 설계 변수가 되었다.

(3) 시뮬레이션과 실험을 통해 설계된 완충 시스템의 성능을 확인하였고, 최악조건인 경우인 연발사격에서도 단발사격의 경우와 대등한 완충성능을 나타냄을 확인하였다.

(4) 본 연구의 결과와 방법들은 가스작동식 발사기 뿐만 아니라 다른 구조의 작동방식을 갖는 발사기구의 충격특성 해석과 완충기 설계를 위한 기초 자료로 활용할 수 있을 것이다.

후 기

본 연구는 국방과학연구소의 기술개발사업의 일환으로 수행되었으며 관계자 여러분께 감사드립니다.

참 고 문 헌

(1) Zhang, W., Matsuhisa, H., Honda, Y. and Sato, S., 1989, "Vibration Reduction of a Railway Wheel by Cantilever-type Dynamic Absorbers", JSME International Journal, Series III, Vol. 32, No. 3, pp. 400~405.

(2) Sekine, S., Shimizu, N., Yamazaki, H., Zako, M. and Matsumoto, K., 1994, "Development of Silicone Gel Insulator Composed of Coil Spring and Silicon Gel", 日本機械學會論文集(C編), Vol. 60, No. 569, pp. 162~168.

(3) Hundal, M. S. and Fitzmorris, D. J., 1985, "Response of a Symmetric Self-damped Pneumatic Shock Isolator to an Acceleration Pulse", Shock and Vibration Bulletin, Vol. 55, Part 1, pp. 139~154.

(4) Hundal, M. S., 1985, "Shock Response of a Symmetric Pneumatic Spring to a Velocity Pulse", Journal of Sound and Vibration, Vol. 101, No. 1, pp. 33~40.

(5) Alanoly, J. and Sankar, S., 1988, "Semi-active Force Generators for Shock Isolation", Journal of Sound and Vibration, Vol. 126, No. 1, pp. 145~156.

(6) Walsh, P. L. and Lamancusa, J. S., 1992, "A Variable Stiffness Vibration Absorber for Minimization of Transient Vibrations", Journal of Sound and Vibration, Vol. 158, No. 2, pp. 195~211.

(7) Gürgöze, M. and Müller, P. C., 1992, "Optimal Positioning of Dampers in Multi-body Systems", Journal of Sound and Vibration, Vol. 158, No. 3, pp. 517~530.

(8) Seto, K., Shiozuka, T., Isii, N. and Kaneda, K., 1990, "Theoretical Analysis of the Shock Isolation Type Concrete Breaker and Its Effect on Preventing the Hand-arm Vibration Syndrome", 日本機械學會論文集(C編), Vol. 56, No. 528, pp. 202~2030.

(9) Ehle, P. E. and Rahe, A. E., 1972, "Theory and Application of Mathematical Modeling of Shoulder Fired Weapons", US Army Technical Report, R-TR-75-010.5.

(10) Harris, C. M., 1997, "Shock and Vibration Handbook", McGRAW-HILL.

(11) Korenev, B. G., 1993, "Dynamic Vibration Absorbers", John Wiley & Sons

(12) 김효준, 박영필, 2002, "정밀기기가 탑재된 방진대의 주파수성형 슬라이딩모드 제어", 한국소음진동 공학회논문집, 제 12 권, 제 2 호, pp. 124~131.