

## 동특성 가변형 에어스프링-댐퍼 일체 구조의 이중 충격 발생장치 설계

여성민<sup>1)</sup> · 설창원<sup>2)</sup> · 강민식<sup>\*,1)</sup>

<sup>1)</sup> 가천대학교 기계공학과

<sup>2)</sup> 국방과학연구소 제7기술연구본부

### Design of Dynamic Characteristics Adjustable Integrated Air Spring-Damper Mechanism for Dual Shock Generation System

Sung Min Yeo<sup>1)</sup> · Chang Won Shul<sup>2)</sup> · Min Sig Kang<sup>\*,1)</sup>

<sup>1)</sup> Department of Mechanical Engineering, Gachon University, Korea

<sup>2)</sup> The 7th Research and Development Institute, Agency for Defense Development, Korea

(Received 23 November 2017 / Revised 20 March 2018 / Accepted 13 April 2018)

#### ABSTRACT

This study proposes an integrated serial spring-damper mechanism as a dual pulse generation system. Compared to the traditional dual pulse generation system, which used multiple springs and a damper to generate a dual pulse critical for impact testing of naval equipments, currently used separated serial spring-damper mechanism is comprised of two components: an air spring, and a damper. The proposed mechanism combines the two components into one integrated system with a unique design that lets simply changing the volume and the pressure of the air tank, and the length of the annular pipe adjust the stiffness and damping constants for testing, eliminating the need to have multiple sets of air springs and dampers. Simulations using MatLab and Simulink were conducted to verify the feasibility of this design. The results show the potential of an integrated serial spring-damper mechanism as a more convenient and flexible mechanism for dual pulse generation system.

Key Words : Dual Shock Generation System(이중 충격 발생장치), Integrated Serial Mechanism(직렬 일체형 메커니즘), Variable Design(가변 설계), Air Spring(공압 스프링), Annular Pipe(환형 파이프)

#### 기 호 설 명

$A$  : 피스톤 한쪽의 면적(로드면적무시)

$A_1, A_2$  : 1-차와 2-차 충격파의 최대 가속도

$C$  : 충격시험기 댐퍼의 댐핑계수

$K_1, K_2$  : 충격시험기 각 부분의 스프링 상수

$L, A_p$  : Annular Pipe의 길이, 면적

\* Corresponding author, E-mail: mskang@gachon.ac.kr  
Copyright © The Korea Institute of Military Science and Technology

- $m_1, m_2, m_3$  : 충격시험기 각 부분의 질량
- $n$  : 폴리트로픽 지수
- $P_0, V_0, T_0$  : 초기 위치에서의 압력, 체적, 온도
- $P_1, V_1, T_1$  : 피스톤 왼쪽 부분의 압력, 체적, 온도
- $P_2, V_2, T_2$  : 피스톤 오른쪽 부분의 압력, 체적, 온도
- $R$  : 피스톤 실린더의 반경(로드반경무시)
- $Re^*$  : 원하는 설계 시스템의 Reynolds Number
- $r_1, r_2, h$  : Annular Pipe의 외부, 내부 반지름, 두께
- $\alpha$  : 2-차과 실근의 위치
- $\zeta, \omega_n$  : 2-차과 복소근의 감쇠비와 고유진동수
- $\lambda$  : 2-차 충격파의 지수형 감소율 상수
- $\tau_1, \tau_2$  : 1-차와 2-차 충격파의 펄스 폭

### 1. 서론

해상에서 운용되는 함정에는 외부에서 발생된 충격파가 전달될 수 있다. 이 충격파는 함정의 외벽 구조물에 매우 큰 가속도와 짧은 폭을 갖는 충격을 야기할 수 있으며, 이로 인해 함정 탑재 장비에는 큰 충격력이 전달된다<sup>[1-3]</sup>.

따라서 탑재 장비는 이 충격력에도 원활히 작동할 수 있는 생존성을 갖추어야 하며, 장비의 환경시험 항목에 충격 생존성 시험이 필수적이다. 내충격성 검증을 위한 환경시험 방법으로는 실선 수중폭파 시험이나 지상에서 충격시험 장비를 활용한 모사 시험이 적용되고 있으며, 시험의 용이성, 경제성 및 반복성 측면에서 지상충격시험장치가 널리 활용되고 있다<sup>[4-9]</sup>.

Fig. 1은 충격파의 대표적인 파형으로 이중 펄스 형태를 갖는다. 즉, 전반부의 큰 가속도-짧은 폭의 1-차 펄스파와 후반부의 작은 가속도-긴 폭의 2-차 펄스파로 구분할 수 있다. Fig. 2는 Fig. 1의 이중펄스 발생에 사용되고 있는 기존 지상충격시험장치의 동역학적 등가도이다<sup>[6-8]</sup>. 여기서  $m_1$ 은 충격 발생 요소인 대차의 질량,  $m_2$ 는 시험 대상 장비를 장착하는 시험테이블과 시험장비 질량의 합,  $m_3$ 는 스프링  $K_2$ 와 댐퍼  $C$ 의 등가질량을 나타낸다. 질량  $m_1$ 을 가속하여 좌측에서 우측으로 이동시키면 스프링  $K_1$ 과 충돌하게 되며, 충돌 후  $m_1$ 은  $K_1$ 과 접촉을 유지하면서 우측으로 이동하여 스프링  $K_1$ 이 압축된다. 이 스프링의 압축력이 질량  $m_2$ 에 전달되어 1-차 충격파가 발생되며, 질

량  $m_2$ 가 우측으로 이동하면서 스프링  $K_2$ 와 댐퍼  $C$ 에 의해 질량  $m_2$ 에 가해지는 힘에 의해 2-차 충격파가 발생된다.

Fig. 3은 Fig. 2의 스프링 탄성을 공압스프링으로, 점성마찰을 댐퍼로 구현한 구조로 공압스프링과 댐퍼가 직렬로 연결된다<sup>[10]</sup>.

본 논문에서는 설치공간, 정렬 용이성, 동특성 가변성 측면에서 직렬 분리형 스프링-댐퍼에 비해 장점이 많은 직렬 일체형 메커니즘<sup>[11]</sup>을 개선하여 간단한 조정에 의해 충격파형을 변경할 수 있는 메커니즘을 제안하고 설계방법을 제시하며, 동역학 식에 기반한 MatLab/Simulink를 이용한 선형 시뮬레이션과, 비선형 유동 해석이 가능한 Simulation-X를 이용한 시뮬레이션을 통해 적용 가능성을 검증한 설계 방법을 제시한다.

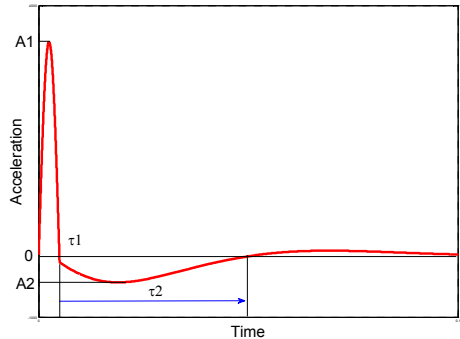


Fig. 1. Desired acceleration shape of dual pulse

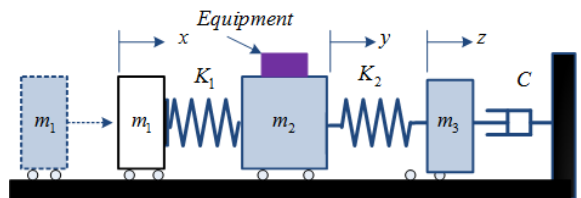


Fig. 2. Schematic of the dual pulse generation system

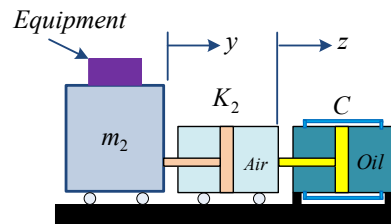


Fig. 3. Separated serial spring-damper mechanism

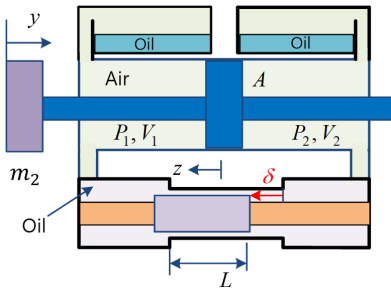


Fig. 4. Integrated serial spring-damper mechanism

Fig. 4는 본 논문에서 제안한 직렬 일체형 스프링-댐퍼 메커니즘이다. 상부 공압실린더-피스톤은 스프링 역할을 하며, 하부는 점성유체가 Annular를 지나며 발생하는 점성마찰이 댐퍼 역할을 한다. 질소가스와 점성유체는 유연한 분리막을 통해 압력이 전달된다. 질량  $m_2$ 가 우측으로 이동하면 상부의 피스톤 우측 부분의 압력이 증가하고 좌측 부분은 압력이 감소하여 탄성이 발생하며, 이 압력 차이에 의해 하부의 점성유체가 좌측으로 흐르면서 이 때 점성마찰이 발생한다.

Table 1. Comparison of mechanisms

	직렬 분리형	직렬 일체형
공간	• 긴 설치 공간 필요	• 설치 공간이 짧음
정렬	• 이동부분이 많아 정렬이 어려움	• 이동부분이 적어 정렬이 용이
가변	• 감쇠비 가변 불가능	• 스프링 탄성과 감쇠비 가변이 용이
기타	• 유체의 누액방지 필요 • 마찰 최소화 필요	• Annular 내부원통의 직선운동메커니즘 필요 • 기체와 유체 분리막 필요 • 유체의 누액이 없음

Table 1은 Fig. 2의 직렬 분리형과 Fig. 4의 직렬 일체형의 장점과 단점을 비교한 것이다. 직렬 분리형 구조는 구조가 상대적으로 단순하여 설계가 용이하지만 스프링과 댐퍼가 직렬 일자로 연결되어 시스템 전체의 길이가 길고 이동 부분이 많아 정렬에 어려움이 있다. 또한 실린더-피스톤 구조로 된 스프링, 댐퍼이기 때문에 고압의 질소가스와 점성유체의 누출이 발

생할 수 있으며, 이를 방지하기 위해 씰링을 강화할 경우 마찰이 커지는 단점이 있다. 반면에 직렬 일체형은 설치 길이가 직렬 분리형보다 짧고 이동부분이 적어 정렬이 상대적으로 용이하다. 또한 점성마찰이 큰 Annular 부분의 길이 조절을 볼-스크류 또는 다른 직선운동이 가능한 액츄에이터를 사용하여 점성마찰계수의 변경이 용이하며, 실린더 상부의 Oil의 양을 조절하여 실린더 체적을 변화시켜 스프링 탄성 또한 쉽게 조절할 수 있다. 다만, 직렬분리형에 비해 추가적인 구동부 및 분리막 설치가 필요하다.

본 논문에서는 Fig. 4의 직렬 일체형 에어스프링-댐퍼 메커니즘을 제안하고 그 설계 방법을 제시한다.

## 2. Air Spring-Damper 해석

### 2.1 공압피스톤-실린더 동역학 모델

Fig. 4에서 공압피스톤-실린더는 양로드형이며, 피스톤이 실린더 중앙부에 위치할 때를 초기 평형상태로 정의한다. Fig. 1의 충격과 폭은 수 ms이므로 공기의 압축, 팽창과정에서의 열전달은 무시할 수 있어 단열과정으로 볼 수 있다. 따라서 다음의 관계를 만족한다.

$$P_0 V_0^n = P_1 V_1^n = P_2 V_2^n = constant, n = 1.4 \quad (1)$$

여기서  $P, V$ 는 실린더 내부의 압력, 하첨자 0, 1, 2는 각각 초기, 실린더 좌측, 실린더 우측을 나타낸다.

Fig. 4에서 공압실린더 피스톤의 변위가  $y$ , 유체의 변위가  $z$ 이므로 실린더 좌측과 우측의 체적은

$$\begin{cases} V_2 = V_0 - Ay + A_p z \\ V_1 = V_0 + Ay - A_p z \end{cases} \quad (2)$$

식 (1)과 식 (2)을 이용하여 피스톤 좌우측 압력 차를 구하면 식 (3)과 같다.

$$\Delta P = P_2 - P_1 = P_0 V_0^n \left\{ \left( \frac{1}{V_2} \right)^n - \left( \frac{1}{V_1} \right)^n \right\} \quad (3)$$

식 (2)를 식 (3)에 대입하여 정리하면

$$\Delta P = P_0 V_0^n \left\{ \frac{1}{(V_0 - x)^n} - \frac{1}{(V_0 + x)^n} \right\} \quad (4)$$

여기서  $x = Ay - A_p z$ 이다.

식 (4)를  $y = 0, z = 0$ , 즉  $x = 0$ 에서 선형화 하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \frac{\Delta P}{dx} \Big|_{x=0} &= P_0 V_0^n n \left\{ \left( \frac{1}{V_0 - x} \right)^{n+1} + \left( \frac{1}{V_0 + x} \right)^{n+1} \right\} \Big|_{x=0} \\ &= \frac{2n P_0}{V_0} \end{aligned} \quad (5.1)$$

또한  $x = 0$ 에서  $\Delta P = 0$ 이므로, 선형화된 식은

$$\Delta P = \frac{2n P_0}{V_0} \{Ay - A_p z\} \quad (5.2)$$

유체의 질량과 피스톤의 마찰을 무시하면 질량  $m_2$ 의 운동방정식을 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$m_2 \ddot{y} = -A \Delta P = -\frac{2n P_0}{V_0} \{A^2 y - A A_p z\} \quad (6)$$

### 2.2 Annular 파이프에서 유체 유동

Fig. 4에서 유체는 Annular 파이프 부분을 지나며 점성마찰이 발생하게 된다. 본 연구에서 사용할 파이프의 모식도는 Fig. 5와 같다.

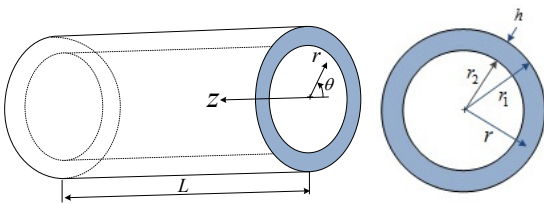


Fig. 5. Annular pipe and coordinate

Fig. 5와 같이 원통좌표계를 정의하면 유체유동의 연속방정식은 식 (7)과 같다.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial(\rho v_r)}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial(\rho v_z)}{\partial z} = 0 \quad (7)$$

사용하는 점성유체는 비압축성이며, 반경방향과 원주

방향 유동은 없는 것으로 가정할 수 있으므로, z-축 방향의 유동만 있는 것으로 가정할 수 있다. 즉,  $v_r = 0, v_\theta = 0$ 이므로

$$\frac{\partial v_z}{\partial z} = 0 \quad (8)$$

또한 Navier-Stokes 방정식에서<sup>[12]</sup> 관성력은 무시하고,  $v_r = 0, v_\theta = 0$ 이며, 유체는 수평이동을 하므로 중력 방향 힘은 고려하지 않아도 된다. 따라서 z-축 방향만을 고려하면 식 (9)와 같이 정리된다.

$$-\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial z} + \nu \left\{ \frac{\partial^2 v_z}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_z}{\partial r} \right\} = 0 \quad (9)$$

또한  $v_z$ 는 r-축 만의 함수이므로 식 (9)는 식 (10)으로 나타낼 수 있다.

$$\frac{d^2 v_z}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dv_z}{dr} = \frac{1}{\rho \nu} \frac{\partial P}{\partial z} \quad (10)$$

여기서  $\nu = \frac{\mu}{\rho}$ 이다.

식 (10)을 정리하면 다음과 같으며

$$\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left( r \frac{dv_z}{dr} \right) = \frac{1}{\mu} \frac{dP}{dz} \quad (11)$$

식 (11)의 일반해는 식 (12)와 같다.

$$v_z = ar^2 + b \ln[r] + c \quad (12)$$

식 (12)를 식 (11)에 대입하면 미지수 a는

$$a = \frac{1}{4\mu} \frac{dP}{dz} \quad (13)$$

이고, 나머지 미지수는 경계조건에서 구한다. 경계조건은 유체가 원통에 접촉하는 부분에서 속도는 영이므로

$$v_z(r=r_2) = 0, v_z(r=r_1) = 0 \quad (14)$$

나머지 미지수를 얻을 수 있다. 즉,

$$b = -\frac{1}{4\mu} \frac{dP}{dz} \frac{r_1^2 - r_2^2}{\ln\left[\frac{r_1}{r_2}\right]}$$

$$c = \frac{1}{4\mu} \frac{dP}{dz} \left[ \frac{r_1^2 - r_2^2}{\ln\left[\frac{r_1}{r_2}\right]} \ln[r_1] - r_1^2 \right] \quad (15)$$

식 (13), (15)를 (12)에 대입하여 유체의 속도를 얻는다.

$$v_z = \frac{1}{4\mu} \frac{dP}{dz} \left\{ r^2 - \frac{(r_1^2 - r_2^2)}{\ln\left[\frac{r_1}{r_2}\right]} \ln\left[\frac{r}{r_1}\right] - r_1^2 \right\} \quad (16)$$

만일 Fig. 5에서 원통의 두께  $h$ 가 원통의 반경  $r_1$ 에 비해 매우 작을 경우 이를 근사화 할 수 있다.

다음과 같이 좌표계  $y$ 를 정의하면

$$\begin{cases} r = r_1 - y \\ r_2 = r_1 - h \end{cases} \quad (17)$$

식 (16)의 속도는 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$v_z = \frac{1}{4\mu} \frac{dP}{dz} \left\{ (y^2 - 2r_1y) - \frac{h(2r_1 - h)}{\ln\left[1 + \frac{h/r_1}{1 - h/r_1}\right]} \ln\left[1 - \frac{y}{r_1}\right] \right\} \quad (18)$$

자연로그함수는 식 (19)와 같이 근사화 할 수 있으며,

$$\ln[1 + \delta] \cong \delta - \frac{1}{2}\delta^2 \quad \text{when } |\delta| \ll 1 \quad (19)$$

이 결과를 식 (18)에 적용하면 다음과 같고,

$$v_z \cong \frac{1}{4\mu} \frac{dP}{dz} \left\{ y^2 - 2r_1y + \frac{(2r_1 - h)(r_1 - h)^2}{r_1^2(2r_1 - 3h)} (2r_1y + y^2) \right\} \quad (20.1)$$

식 (20.1)에서  $\delta = h/r_1$ 로 정의하면 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$v_z \cong \frac{1}{4\mu} \frac{dP}{dz} \left\{ (y^2 - 2r_1y) + \left(\frac{1}{2} + \frac{3}{4}\delta\right)(2 - 5\delta)(2r_1y + y^2) \right\}$$

$$\cong \frac{1}{4\mu} \frac{dP}{dz} \left\{ (y^2 - 2r_1y) + (1 - \delta)(2r_1y + y^2) \right\}$$

$$= \frac{1}{2\mu} \frac{dP}{dz} \left\{ \left(1 - \frac{h}{r_1}\right)y^2 - hy \right\}$$

$$\cong \frac{1}{2\mu} \frac{dP}{dz} \{y^2 - hy\} \quad (20.2)$$

식 (20.2)는 두께  $h$ 를 갖는 평행평판 사이의 유속과 같다.

유량을 구하면

$$q = \int_0^h 2\pi(r_1 - y)v_z dy = \frac{\pi}{\mu} \frac{dP}{dz} \int_0^h (r_1 - y)(y^2 - hy) dy$$

$$= \frac{\pi}{\mu} \frac{dP}{dz} \int_0^h (-y^3 + (r_1 + h)y^2 - hr_1y) dy$$

$$= \frac{\pi}{12\mu} \frac{dP}{dz} h^3(h - 2r_1) \quad (21)$$

이며, 유동의 평균 속도를  $v_{avg}$ 라 하면, 유량은

$$q = \pi(r_1^2 - r_2^2)v_{avg} = \pi h(2r_1 - h)v_{avg} \quad (22)$$

따라서 식 (21)과 (22)에서

$$v_{avg} = -\frac{h^2}{12\mu} \frac{dP}{dz} \quad (23)$$

유로의 길이는  $L$ 이며, 길이방향 압력강하는 일정하므로 식 (23)은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\Delta P = -\frac{12\mu L}{h^2} v_{avg} \quad (24)$$

Annular 파이프에서 레이놀드 수(Reynolds Number)는

$$Re = \frac{\rho D_h v_{avg}}{\mu} \quad (25)$$

Annular에서  $D_h = 4\pi(r_1^2 - r_2^2)/2\pi(r_1 + r_2) = 2h$ 이므로, 레이놀드 수는 다음과 같다.

$$Re = \frac{2\rho h v_{avg}}{\mu} \quad (26)$$

### 3. Air Spring-Damper 설계

2장에서 유도했던 식을 결합하여 동역학적 분석을 한다. 식 (5)와 (24)에서 유체의 운동방정식은

$$\frac{12\mu AL}{h^2} \dot{z} = \frac{2nP_0}{V_0} \{A^2y - AA_pz\} \quad (27)$$

식 (6)과 (27)을 정리하면 전체 시스템의 운동방정식은

$$\begin{cases} m_2 \ddot{y} = -\frac{2nP_0}{V_0} \{A^2y - AA_pz\} \\ \frac{12\mu AL}{h^2} \dot{z} = \frac{2nP_0}{V_0} \{A^2y - AA_pz\} \end{cases} \quad (28)$$

식 (28)을 정리하면 식 (29)로 표현된다.

$$\begin{cases} m_2 \ddot{y} + K_1 y = K_2 z \\ C \dot{z} + K_2 z = K_1 y \end{cases} \quad (29)$$

여기서

$$K_1 = \frac{2nP_0 A^2}{V_0}, \quad K_2 = \frac{2nP_0 AA_p}{V_0},$$

$$C = \frac{12\mu AL}{h^2}, \quad K_2 = \frac{A_p}{A} K_1$$

Fig. 6은 식 (29)를 동가적으로 그린 것으로, ⊗표시한 부분은 회전중심축을 나타낸다. 만일 공압실린더 단면적과 점성유체유로의 단면적이 같을 경우 동역학적으로 스프링과 댐퍼가 직렬로 연결된 구조와 동가가 된다.

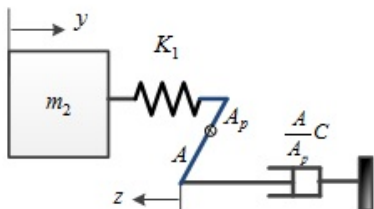


Fig. 6. Dynamically equivalent system

식 (29)를 바탕으로 주어진 2-차 충격파의 특성을 만

족시키는 직렬 일체형 에어스프링-댐퍼 메커니즘을 설계할 수 있다.

2-차 충격파는 질량  $m_2$ 의 초기속도에 의한 운동에 의해 결정되며, 다음의 동역학 식으로 모델링 된다.

$$\begin{cases} m_2 \ddot{y} + K_1 y = K_2 z \\ C \dot{z} + K_2 z = K_1 y \end{cases} \quad \begin{cases} y(0) = 0, \dot{y}(0) = v_i \\ z(0) = 0, \dot{z}(0) = 0 \end{cases} \quad (30)$$

이 식을 풀어 응답을 구하면 다음과 같다.

$$\begin{cases} \ddot{y}(t) = -\frac{v_i \omega_n}{\sqrt{1-\zeta^2}} e^{-\zeta \omega_n t} \sin(\omega_d t) \\ \dot{y}(t) = \frac{v_i}{\sqrt{1-\zeta^2}} e^{-\zeta \omega_n t} \sin(\omega_d t + \theta), \cos \theta = \zeta \\ y(t) = \frac{v_i}{\omega_n} \left\{ 2\zeta - \frac{1}{\sqrt{1-\zeta^2}} e^{-\zeta \omega_n t} \sin(\omega_d t + \alpha) \right\} \\ \cos \alpha = -1 + 2\zeta^2 \\ \dot{z}(t) = \frac{A}{A_p} \frac{2\zeta v_i}{\sqrt{1-\zeta^2}} e^{-\zeta \omega_n t} \sin(\omega_d t) \\ z(t) = \frac{A}{A_p} \frac{2\zeta v_i}{\omega_n} \left\{ 1 - \frac{1}{\sqrt{1-\zeta^2}} e^{-\zeta \omega_n t} \sin(\omega_d t + \theta) \right\} \\ \cos \theta = \zeta \end{cases} \quad (31)$$

여기서

$$\omega_n^2 = \frac{K_1}{m_2}, \quad \zeta = \frac{K_2}{2C} \sqrt{\frac{m_2}{K_1}} = \frac{K_2}{2C\omega_n} \quad (32)$$

식 (31)에서 각 응답의 최대값을 구하면

$$|\ddot{y}(t)|_{\max} = v_i \omega_n e^{-\zeta \omega_n t_p}, \quad t_p = \frac{1}{\omega_d} \tan^{-1} \frac{\sqrt{1-\zeta^2}}{\zeta}$$

$$|\dot{z}(t)|_{\max} = \frac{A}{A_p} \frac{2\zeta}{\omega_n} |\ddot{y}(t)|_{\max}$$

위의 식을 바탕으로 설계 과정을 다음과 같이 제시할 수 있다.

주어진 2-차 충격파의 펄스 폭과 감쇠비로부터 고유진동수는  $\omega_n = \frac{\pi}{\sqrt{1-\zeta^2} \tau_2}$ 이며, 식 (29)의  $K_1$ 와  $C$

의 정의와 식 (32)에서

$$\frac{P_0 A^2}{V_0} = \frac{m_2 \pi^2}{2n(1-\zeta^2)\tau_2^2} \quad (33)$$

$$\frac{P_0 A_p h^2}{V_0 L} = \frac{\zeta \pi}{\tau_2 \sqrt{1-\zeta^2}} \frac{12\mu}{n} \quad (34)$$

앞의 유동해석에서 층류를 가정하였으므로

$$Re = \frac{2\rho h}{\mu} |z|_{\max} = \frac{2\rho h}{\mu} \frac{A}{A_p} \frac{2\zeta}{\omega_n} a_{\max} \leq 2300 \quad (35)$$

따라서

$$\frac{Ah}{A_p} \leq \frac{Re^* \mu \omega_n}{4\rho \zeta a_{\max}} \quad (36)$$

여기서  $Re^*$ 은 원하는 레이놀드 수이다.

설계에 주어진 파라미터와 제한조건 및 설계 파라미터는 Table 2와 같다.

Table 2. Design parameters

Given Data	$m_2, \tau_2, \lambda(=\zeta\omega_n), \rho, \mu, a_{\max}, n = 1.4$
Design Parameters	$V_0, P_0, A, A_p(r_1, h), L, v_i$
Design Constraint	$Re = \frac{2\rho h}{\mu} V_{avg}$

식 (33)은  $A = \pi R^2$ 이므로 식 (37)과 같으며, 식 (34)는, (36)과  $A_p = \pi h(2r_1 - h)$ 와 식 (37)로부터 식 (38)

과 같으며, 식 (35)는 고유진동수  $\omega_n = \frac{\pi}{\sqrt{1-\zeta^2}\tau_2}$ 와

$A, A_p$ 의 정의로부터 식 (39)와 같다. 그 결과로 식 (33) ~ 식 (35)을 Table 3의 식 (37) ~ 식 (39)와 같은 설계식으로 정리할 수 있다. 그러나 Table 2의 설계 변수가 Table 3의 설계식보다 많으므로, Fig. 7의 설계 과정을 제한한다.

Table 3. Design equations

$\frac{P_0 R^4}{V_0} = \frac{m_2}{2n(1-\zeta^2)\tau_2^2}$	(37)
$(2r_1 - h) \frac{h^3}{L} \frac{1}{R^4} = \frac{24\mu\zeta\tau_2\sqrt{1-\zeta^2}}{m_2}$	(38)
$\frac{R^2}{(2r_1 - h)} \leq \frac{Re^*}{4} \frac{\mu}{\rho\zeta a_{\max}} \frac{\pi}{\tau_2\sqrt{1-\zeta^2}}$	(39)

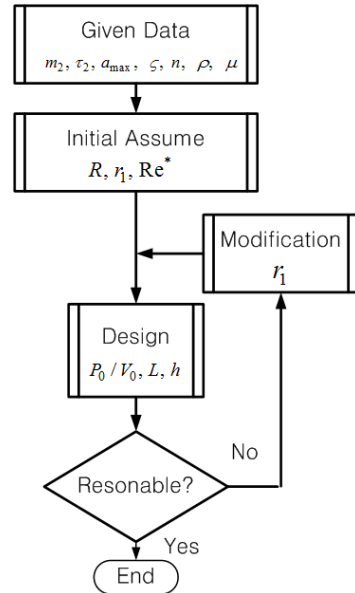


Fig. 7. Design procedure

먼저  $R, r_1, Re^*$ 을 가정하고, 식 (37)에서  $P_0/V_0$ 를 정한다.

$$\frac{P_0}{V_0} = \frac{m_2}{2n(1-\zeta^2)\tau_2^2 R^4} \quad (40)$$

식 (39)와 가정한  $R, r_1, Re^*$ 에서  $h$ 를 정한다.

$$h \leq 2r_1 - \frac{4\rho\zeta a_{\max} R^2 \tau_2 \sqrt{1-\zeta^2}}{\pi \mu Re^*} \quad (41)$$

식 (38)과 가정한  $R, r_1$  및 식 (41)에서 정한  $h$ 에서  $L$ 을 정한다.

$$L = \frac{(2r_1 - h)}{R^4} \frac{m_2 h^3}{24\mu\zeta\tau_2 \sqrt{1-\zeta^2}} \quad (42)$$

결정된 값의 허용 여부를 판단하고, 부적합할 경우 가정한 파라미터  $R, r_1, Re^*$ 을 변경하여 재설계한다.

#### 4. 시뮬레이션

앞에서 제안한 충격시험기 설계방법의 타당성을 검증하기 위해 MatLab/Simulink와 Simulation-X를 이용하여 시뮬레이션을 진행하였다. Simulation-X는 수학적 모델을 바탕으로 한 MatLab/Simulink보다 실제 공기의 압축 팽창 및 점성유체의 유동 자체를 시뮬레이션을 할 수 있기 때문에 실제에 가까운 상태를 해석할 수 있다. 기존의 중형 충격기의 요구 조건은 Table 4의 좌측 열과 같으며, 제안된 방법에 의해 설계된 파라미터는 우측열과 같다.

Table 4. Designed parameters for simulation

Given data	Design parameters	
	Initial assumed data	Designed parameters
$m_2 = 1[\text{ton}]$ $\tau_2 = 0.05[\text{s}]$ $\lambda = 62.8129(\zeta = 0.707)$ $a_{\max} = 500[\text{m/s}^2]$ $n = 1.4$ $\rho = 2,500[\text{kg/m}^3]$ $\mu = 5[\text{kg/ms}]$	$R = 0.16[\text{m}]$ $r_1 = 0.058[\text{m}]$ $Re^* = 2000$	$\frac{P_0}{V_0} = 4.3583 \times 10^8$ $h = 0.0141[\text{m}]$ $L = 0.1465[\text{m}]$

Table 4의 파라미터를 이용하여 시뮬레이션 한 결과는 Fig. 8과 같다. 파랑선으로 나타낸 MatLab/Simulink 시뮬레이션 결과는 요구조건인 충격파의 최대가속도가  $500 \text{ m/s}^2$ , 펄스폭 50 ms, 감쇠비  $\zeta = 0.707$ 을 만족함을 알 수 있으며, 빨강 선으로 나타낸 Simulation-X를 이용한 결과는 실제의 유동을 고려한 해석으로 약간의 차이는 있지만 앞에서 제안한 설계방법이 타당하다고 결론지을 수 있다.

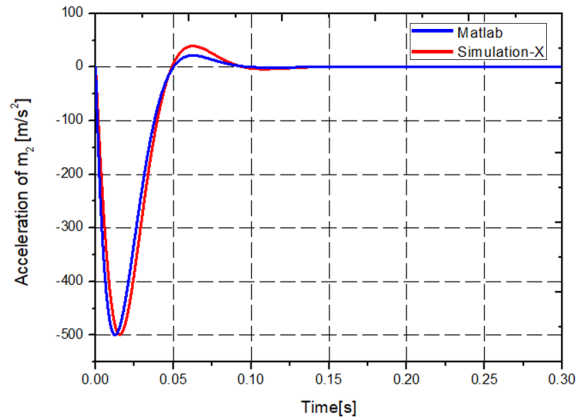


Fig. 8. Acceleration of  $m_2$

#### 5. 직렬 일체형 메커니즘의 가변 설계

앞의 Fig. 3의 구조는 원하는 펄스의 폭과 감쇠비에 의해 모든 설계치가 결정되며, 상이한 펄스폭과 감쇠비가 필요한 경우 설계치가 달라지므로 시스템 구성품이 교체되어야 한다. 그러나 제안된 일체형 직렬 에어스프링-댐퍼에서 에어스프링의 초기 압력과 체적, Annular 형태의 댐퍼에서 유로의 길이  $L$ 을 조정하면 펄스폭과 감쇠비를 변화시킬 수 있으므로 구성품의 교체 없이 조정이 가능하다. 또한 초기압력과 유로의 길이의 조정은 용이하므로, 직렬분리형에 비해 큰 장점이 있다.

다음으로 설계의 기본 요구 조건인 펄스폭과 감쇠비에 따른 스프링 상수  $K_1$ , 댐핑계수  $C$ , 레이놀드 수  $Re$ 의 변화를 분석한다. 앞에서 유도한 설계 식을 펄스폭과 감쇠비의 관계로 나타내면 다음과 같다.

$$\zeta = \frac{\lambda\tau_2}{\sqrt{\pi^2 + \lambda^2\tau_2^2}}$$

$$K_1 = \frac{m_2\pi^2}{(1-\zeta^2)\tau_2^2} \quad (43)$$

$$C = \frac{m_2\pi}{2\zeta\sqrt{1-\zeta^2}\tau_2} \frac{A_p}{A}$$

식 (43)에서  $\zeta$ 는  $\omega_n = \frac{\pi}{\sqrt{1-\zeta^2}\tau_2}$ 와  $\omega_n = \frac{\lambda}{\zeta}$ 를 이용하여 유도되었으며, 스프링 상수  $K_1$ 은 식 (29)에서



$K_1$ 의 정의와 식 (37) 및  $A = \pi R^2$ 로부터 유도되었고, 댐핑계수  $C$ 는 식 (29)에서  $C$ 의 정의와 식 (38) 및  $A = \pi R^2$ ,  $A_p = \pi h(2r_1 - h)$ 로부터 유도되었다.

식 (43)에서 펄스폭  $\tau_2$ 가 일정할 경우 감쇠비  $\zeta$ 의 변화에 따라 스프링 상수  $K_1$ 는 Fig. 9와 같이 감쇠비가  $0 < \zeta < 1$ 의 범위에서 증가할수록 커진다. 또한 펄스폭이 작아질수록 높은 탄성계수가 필요함을 알 수 있다.

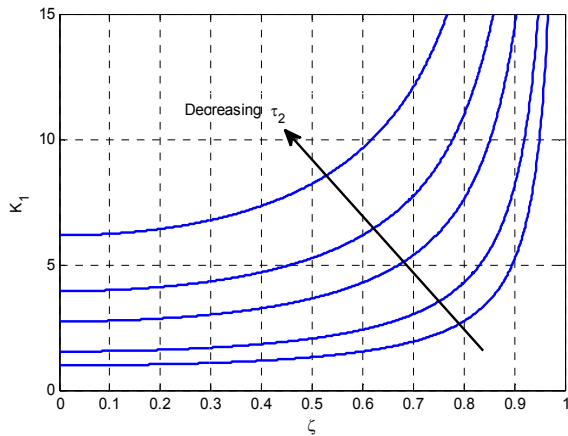


Fig. 9.  $K_1$  v.s.  $\zeta$  and  $\tau_2$

또한 Fig. 10에서와 같이 펄스폭  $\tau_2$ 가 일정할 경우 댐핑계수  $C$ 는 감쇠비  $\zeta$ 의 변화에 따라 감쇠비가  $\zeta = 0.707$ 에서 가장 작으며,  $\zeta = 0.707$ 보다 크거나 작은 영역에서 증가한다.

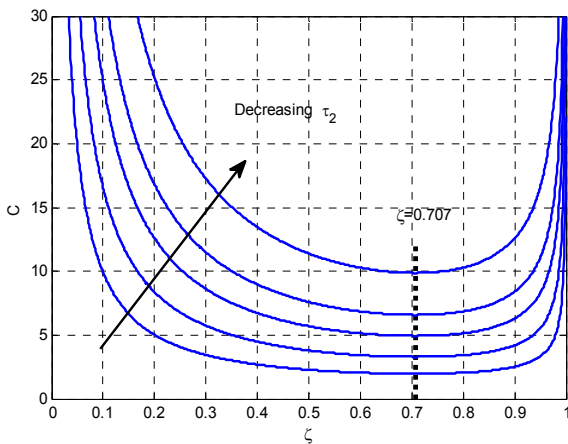


Fig. 10.  $C$  v.s.  $\zeta$  and  $\tau_2$

레이놀드 수의 최대값은 고유진동수가  $\omega_n = \frac{\pi}{\sqrt{1-\zeta^2}\tau_2}$  이므로 식 (35)에서

$$Re = \frac{4\rho h}{\mu} \frac{A}{A_p} \frac{\zeta \sqrt{1-\zeta^2} \tau_2}{\pi} a_{\max} \quad (44)$$

따라서 펄스폭  $\tau_2$ 가 일정할 경우 감쇠비  $\zeta$ 의 변화에 따른 최대 레이놀드 수의 변화는  $\zeta = 0.707$ 에서 가장 크며,  $\zeta = 0.707$ 보다 크거나 작은 영역에서 감소한다. 또한 펄스폭이 작아질수록 최대 레이놀드 수도 감소함을 Fig. 11을 통해 알 수 있다.

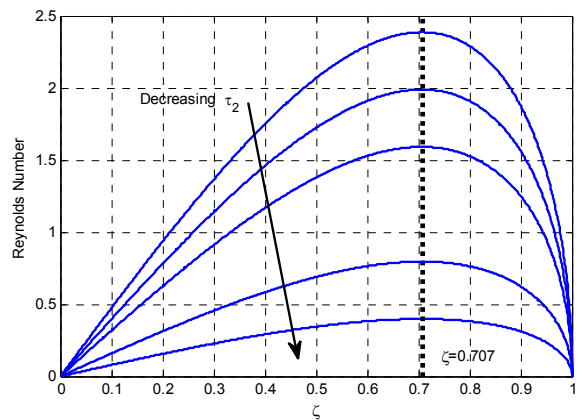


Fig. 11. Reynolds Number v.s.  $\zeta$  and  $\tau_2$

위의 결과를 토대로 감쇠비를 가변시킬 수 있는 설계방법을 제시한다.

- (1) 주어진 펄스폭  $\tau_2$ , 감쇠비  $\zeta = 0.707$ , 충류를 만족하는 레이놀드 수를 기준으로  $R, r_1, h, P_0/V_0, L$ 을 재설계 한다.
- (2) 설계된  $R, r_1, h$ 를 유지하며, 주어진 펄스폭  $\tau_2$ 에서 원하는 감쇠비  $\zeta$ 를 갖도록  $P_0/V_0, L$ 을 재설계 한다.

즉, 식 (40)와 (42)를 이용하여 새로운  $P_0/V_0, L$ 값이 정해지기 때문에  $\zeta$ 값을 변화하면서 재설계하고 시뮬레이션을 진행할 수 있다.

앞에서 시뮬레이션을 했던 중형 충격기에 대해서 감쇠비 가변 설계를 한 결과는 Table 5와 같다.

Table 5. Variable design examples

Desired damping	Desired damping
$\zeta = 0.3$	$\zeta = 0.707$
$h = 0.0141[m], r_1 = 0.058[m],$ $R = 0.16[m], \tau_2 = 50[ms]$	
$\frac{P_0}{V_0} = 2.3954 \times 10^8$ $L = 0.2559[m]$ $Re^* = 1,145$	$\frac{P_0}{V_0} = 4.3583 \times 10^8$ $L = 0.1465[m]$ $Re^* = 2,000$

Table 5에서는 감쇠비  $\zeta = 0.3$ 과  $\zeta = 0.707$ 를 갖도록 압력체적비  $P_0/V_0$ 와 유로길이  $L$ 을 설계한 결과로, 두 경우 모두 유체는 층류영역에서 작동이 됨을 알 수 있다.

Fig. 12는 Table 5의 두 가지 경우에 대해 Simulation-X를 이용하여 시뮬레이션 한 결과이다.

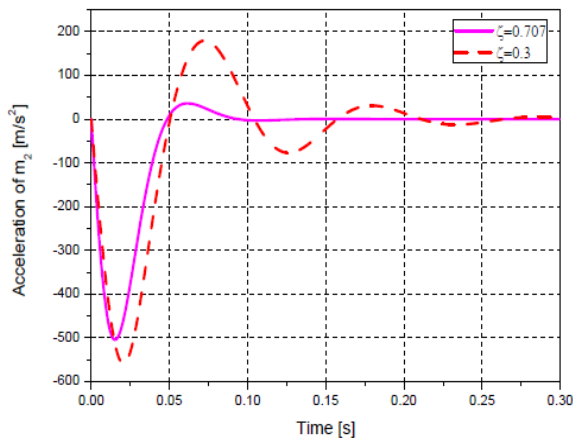


Fig. 12. Simulated responses( $\zeta = 0.707, \zeta = 0.3$ )

Fig. 12에서  $\zeta = 0.3$ 일 때 최대 가속도는  $-558.952 [m/s^2]$ , 펄스폭  $\tau_2 = 50.4[ms]$ ,  $\zeta = 0.707$ 일 때 최대 가속도는  $-500[m/s^2]$ ,  $\tau_2 = 50[ms]$ 로 원하는 펄스폭을 만족하는 설계가 되었음을 확인할 수 있다.

이로써 유로길이  $L$ 을 조절하고 그에 따른 압력체적비  $P_0/V_0$ 를 변화시켜 다양한 감쇠비를 갖는 충격 펄스 형상을 만들어 낼 수 있음을 알 수 있다.

## 6. 결론

이중충격과형 충격시험기는 해상/수중 운반체의 생존성 평가를 위한 시험장비이다. 본 연구에서는 기존 직렬 분리형 이중 충격 발생장치를 개선한 직렬 일체형 이중 충격 발생장치를 다시 개선하여 간단히 유로길이  $L$ 과 압력체적비  $P_0/V_0$ 를 변화시켜 원하는 펄스형상을 구현할 수 있는 충격시험기 설계 방법을 제시하였다. 제시한 설계 방법은 Matlab/Simulink와 Simulation-X를 이용한 시뮬레이션을 통해 타당성을 검증하였다.

본 연구 결과는 향후 이중충격시험장치 개발에 적용할 예정이다.

## References

- [1] Military Specification, MIL-S-901D, "Shock Tests, H.I(High Impact) Shipboard Machinery Equipment and Systems. Requirements for," 1989.
- [2] Military Specification, BV043, "Germany Defence Naval Ship Construction Specification for Shock Safety," 1985.
- [3] Hijkoop, G., Korse, T. H., Lemmen, P. P. M., Romeijn, E. and Klkman, P., "On the Development of a High Performance Shock Testing Machine for Navy Underwater Shock," 64th Shock and Vibration Symposium, Vol. PT, pp. 483-492, 1993.
- [4] G. Wang, Z. Zhang, D. Chu, and R. Shen, "Analysis and Simulation on the Mechanism of a Novel Dual-Wave Shock Test Machine," Chinese Journal of Mechanical Engineering, Vol. 21, No. 1, pp. 91-99, 2008.
- [5] Z. Y. Zhang, G. X. Wang, and Y. Wang, "Numerical Modeling of Dual-pulse Shock Test Machine for Simulating Underwater Explosion Shock Loads on Warship Equipments," J. Shanghai Jiatong Univ. Vol. 14(2), pp. 233-240, 2009.
- [6] M. S. Kang, C. W. Seol, T. H. Kim, M. S. Yang, W. G. Song, and G. S. Lee, "A Design of Large and Heavy Dual Shock Generation System," Proceeding of 2014 KSME Annul Conference, pp. 383-388, June, 2014.

- [7] Y. J. Kim, T. H. Kim, C. W. Seol, M. S. Yang, C. M. Cho, H. Y. Gu, and H. H. Han, "Structural Design of Dual Pulse Shock Machine," Proceedings of KSAS Annul Conference, Vol. 2013, No. 11, pp. 1083-1083, 2013.
- [8] C. W. Shul, T. H. Kim, M. S. Yang, and G. S. Lee, "Development of Large Scale Heavy Weight Shock Testing System," Proceedings of KSME Conference, pp. 377-382, 2014.
- [9] T. H. Kim, C. W. Shul, M. S. Yang, and G. S. Lee, "An Analytic Investigation on the Implementation Method for Required Signal of Heavy Weight Shock Test Machine," Proceedings of KSME Annul Conference, pp. 400-405, 2014.
- [10] M. S. Kang, C. W. Seol, "A Sequential Design of Dual Pulse Generation System Based on Dynamic Analysis of Pulse Shape," Journal of the KIMST, Vol. 20, No. 1, pp. 98-107, 2017.
- [11] S. Yeo, Y. Jeon, K. Kim, M. S. Kang, "Design of Integrated Serial Air spring-Damper Mechanism for Dual Shock Generation System," KSPE 2016 Autumn Conference, pp. 130-131, 2016.
- [12] John M. Cimbala, Yunus A. Cengel, "Essentials of Fluid Mechanics: Fundamentals and Applications," McGraw-Hill Education Korea, Inc., pp. 236, 303-306, 359, 2013.