외팔보 구조물의 진동감쇠를 위한 동흡진기의 실험적 연구

An Experimental Study on the Vibration Absorber for Vibration Attenuation of Cantilever Beam Structure

곽 동 기*. 배 재 성†. 황 재 혁*. 김 헌 수**

Dong-Gi Kwag, Jae-Sung Bae, Jai-Hyuk Hwang and Hun-Soo Kim

(2011년 4월 26일 접수 ; 2011년 10월 12일 심사완료)

Key Words : Vibration Absorber(동흡진기), Tuned Mass Damper(동조질량감쇠기), Tank Gun Barrel(전차포신)

ABSTRACT

This study was carried out vibration attenuation of vibration absorber attached to the cantilever beam structure. Modern tank guns are stabilized to allow fire on the move while traversing uneven terrain. However, as the length of the barrel is extended, to meet required muzzle exit velocities, the terrain induced vibrations lead to increased muzzle pointing errors. Thus, reducing these vibrations should lead to increased accuracy. The vibration absorber includes a compliant energy storage device, such as a spring, and a mass secured to the energy storage device. In this study, it accomplished a research in about gun barrel vibration attenuation using tuned mass damper. The barrel was hung from a bungee cord for free-free condition. It accomplished a vibration experiment for verified attenuation efficiency.

1. 서 론

외팔보로 모델링이 가능한 구조물은 우리 주위에서 흔히 볼 수 있다. 비행기 날개, 로봇 팔(robot arm), 고층 빌딩 등은 한쪽은 고정이고, 다른 한쪽은 자유단 상태의 외팔보로 모델링이 가능하다. 이 연구에서는 외팔보로 모델링이 가능한 포신 구조물에 대해서, 포 발사 충격력에 의한 잔류진동을 줄이기 위해서 동흡진기의 부착 유/무에 따른 실험적 결과를 제시하였다.

포신의 잔류진동은 포 구동 메커니즘의 성능에 관계없이 정확한 조준 및 사격을 어렵게 할 수 있으므로, 포신의 잔류진동을 감쇠시킬 수 있는 방안이 요구되고 있다. 미국을 비롯한 선진 각국에서는 이에 대한 활발한 연구가 진행되고 있으며, 국내에서도 포신의 잔류진동을 저감시키기 위한 노력이 집중되어야 한다. 사격시 포신에 발생하는 잔류진동은 여러 가지 진동모드의 조합형태를 갖는다. 강체 진동모드와 유연 진동모드의 성분을 갖는 포신의 진동은 현가장치의 진동, 차체와 포탑의 상대운동, 포탑과 포신의 연결부분에서 발생하는 진동, 그리고 포신 자체의 진동 등에 의해 발생된다. 현가장치에 의한 진동은 사각과 방위각의 변화에 따라 피칭(pitching)운동이 변화됨으로써 시스템의 안정화 시간에 영향을 미치는 것으로 밝혀졌다.

한편 고주파 진동모드는 포신 자체의 하중과 탄두의 발사 시 이동하는 중량분포의 변화, 그리고 포신과 상대운동을 하는 요소들과의 상대변위에

* 교신저자; 정회원, 한국항공대학교 항공우주및기계공학부
E-mail : jsbae@kau.ac.kr

Tel : (02)300-0102, Fax : (02)3159-0406

* 정회원, 한국항공대학교 항공우주및기계공학부

** (주)현대위아

이 논문의 일부는 2011년 춘계 소음진동 학술대회에서 발표되었음.

의해서 발생된다. 포신의 잔류진동을 제어하는 방법으로는 포신의 강성을 증가시켜 포신의 유연모드에 의한 리셉턴스(receptance)를 줄이는 방법이 시도 되었고, 1990년대 들어서는 복합재료의 발달로 인해, 포신에 점탄성 물질을 입히거나 형상을 최적화하여 진동이 최소화 되도록 설계하는 방법이 시도되었다⁽¹⁾. 하지만 포신의 강성을 증대시키는 방법은 전차의 무게 증가로 인한 기동성을 확보하는데 부적합 하고, 포탑의 무게중심의 변화로 인한 불균형을 초래한다. 또한 점탄성재료를 이용한 감쇠방안은 사격에 의해 발생하는 포신의 온도상승에 따른 점탄성재료의 성능을 유지시켜야 하는 문제점이 있다⁽²⁾.

포신의 잔류진동을 감쇠하는 다른 방안으로는, 포구의 움직임을 감지하여 격발순간을 예측 및 계산하는 포구감지기(MRS, muzzle reference system)의 개념이 있다. 포구감지기는 포신의 끝에 부착되어 포신의 처짐량을 감지하여 포구기준점을 제공함으로써 주포처짐으로 인한 명중률 저하를 방지한다. 그러나 기존의 포구감지기는 포구처짐을 실시간으로 측정 및 보정이 어렵다는 단점이 있어 1987년 영국의 John A Bridges, 캐나다의 Raymond Carbonneau에 의해 DMRS (dynamic muzzle reference system) 개념이 도입된 뒤로 1990년 캐나다의 DREO(defence research establishment Ottawa)에 의해서 캐나다의 Leopard C1 전차에 도입되었다⁽³⁾. 국내에서는 한국과학기술원(KAIST)과 국방과학연구소(ADD)에서 1999~2001년 DMRS에 대한 연구를 수행한 바 있다⁽⁴⁾. 그리고 동적포구감지기(DMRS)개념과 비슷한 자동포구감지기(AMRS) 혹은 연속포구감지기(CMRS)가 있다. AMRS는 미국의 M1A1 전차에 적용하였으며, 포신의 잔류진동에 의한 포구의 움직임을 실시간으로 예측하고 다음 사격 시 포구의 움직임을 예측하는 시스템을 개발하였다. 하지만 이러한 방법은 포신에서 발생하는 잔류진동이 존재하는 상태에서 예측 알고리즘을 이용한 보정이기 때문에 한계가 있다.

1990년 이후 미국의 ARDEC에서는 포신의 유연모드 자체를 직접 보상하기 위한 연구가 활발히 진행되었으며, Eric. Kathe는 2001년 미육군 M2 브래들리 장갑차에 장착된 25 mm M242 Bushmaster

(합상형 기관포)의 정확도를 향상시키기 위해서 muzzle brake vibration absorber를 장착하였다. Muzzle brake vibration absorber는 수동형 질량 감쇠기로써, 포신 끝에 스프링 로드(spring rod)다발과 진동을 흡수하기 위한 감쇠질량(absorber mass)을 부착하여 스프링 로드의 개수에 따른 진동감쇠 효과에 대한 연구를 수행하였다^(5,6).

따라서 이 연구에서는 120 mm 포열에 대한 동흡진기를 이용한 진동감쇠 효과를 얻기 위해서, 120 mm 포열에 대한 모달시험을 수행하여 진동특성을 파악하고, 동흡진기가 장착된 포열에 대한 감쇠성능을 비교하여, 그 성능을 입증하였다.

2. 동흡진기 설계

2.1 동흡진기 수학적 모델링

동조질량감쇠기는 TMD(tuned mass damper) 혹은 TVA(tuned vibration absorber)로 지칭되며, 기본적으로 스프링과 댐퍼(damper)성분을 가진 주요 시스템(primary system)에 부착되어 있는 질량에 의해 주시스템의 운동에너지를 소산시키는 장치이다. TMD는 주시스템의 진동방향과 반대로 움직여서 진동을 제어하는 장치로서 기계진동과 같이 특정한 진동수성분을 주로 갖는 동적하중에 대하여 특히 뛰어난 성능을 발휘하는 것으로 알려져 있다. 1909년 Frahm에 의해서 소개되었으며, 통합된 감쇠장치를 지닌 TMD의 최초 이론은 1928년 Den Hartog에 의해서 제안 되었고, 최적변수값, 최적진동수비, 최적감쇠비에 대한 연구를 수행하였다. 1980년 Warburton에 의해서 주장치와 부(secondary)장치에 스프링-댐퍼시스템이 부착되어 현재의 TMD에 이르게 되었으며, 다양한 하중에 따른 변수들의 최적값에 대한 연구를 수행하였다. TMD가 부착된 모델은 진동으로부터 장치를 보호하기 위해 주시스템에 부가의 질량-스프링 조합이 더해져 구성되기 때문에 원래의 1자유도 시스템을 2자유도 시스템으로 변화시키게 된다.

따라서 새로운 시스템은 두 개의 고유주파수를 가진다. 주시스템과 감쇠시스템 모두 감쇠를 가지는 감쇠기는 Fig. 1과 같다. Fig. 1에 대한 운동방정식은 식 (1)과 같이 행렬형태로 주어지며 다음과 같다.

Fig. 1 Tuned mass damper modeling

$$\begin{bmatrix} m_b & 0 \\ 0 & m_a \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}(t) \\ \ddot{x}_a(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c_a + c_b & -c_a \\ -c_a & c_a \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x}(t) \\ \dot{x}_a(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_b + k_a & -k_a \\ -k_a & k_a \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x(t) \\ x_a(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_0 \sin \omega t \\ 0 \end{bmatrix} \quad (1)$$

m_b 는 포신의 질량, m_a 는 흡진기 질량이며 x 는 포신의 진동진폭, x_a 는 흡진기 질량의 진동진폭을 나타낸다. c, k 는 각 구조물의 감쇠 및 강성을 의미한다. 위의 식 (1)을 전개하여 라플라스 변환을 통한 전달함수 형태로 나타내면 식 (2)와 같다.

$$\frac{X(s)}{F(s)} = \frac{-m_a \omega^2 + c_a j \omega + k_a}{(-m_b \omega^2 + (c_b + c_a) j \omega + (k_b + k_a)) \times (-m_a \omega^2 + c_a j \omega + k_a) - (c_a j \omega + k_a)^2} \quad (2)$$

식 (2)에 대해서 무차원 비의 관점에서 진폭을 고찰하기 위해서, 진폭 x 는 주장치(포신)의 정적 변형 $\Delta = F_0/k$ 와의 비로 나타낸다. 또한 혼합된 감쇠비를 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\zeta = \frac{c_a}{2m_a \omega_b}, \quad \zeta_b = \frac{c_b}{2m_b \omega_b}$$

위에서 $\omega_b = \sqrt{k_b/m_b}$ 은 흡진기가 부착되지 않은 주장치의 원래 고유주파수이다.

$$\left| \frac{Xk}{F} \right|_{TMD} = \sqrt{\frac{(-r^2 + \beta_1^2)^2 + 4r^2 \zeta^2}{(((-r^2 + 1 + \beta_1^2 \mu)(-r^2 + \beta_1^2) - 4r^2 \zeta \zeta_b - \beta_1^4 \mu)^2 + 4r^2 ((-r^2 + 1 + \beta_1^2 \mu) \zeta + (\zeta_b + \mu \zeta)(-r^2 + \beta_1^2) - 2\beta_1^2 \mu \zeta^2))}} \quad (3)$$

기준주파수비 $r = \omega/\omega_b$, 1차 주파수비 $\beta_1 = \omega_a/\omega_b$ ($\omega_a = \sqrt{k_a/m_a}$), 질량비 $\mu = m_a/m_b$ 를 이용하면 무

 (a) Barrel amplitude according to the stiffness β_1 , frequency ratio r

 (b) Barrel amplitude according to the stiffness β_1

 Fig. 2 1'st stiffness ratio response of barrel with tuned mass damper ($\mu = 0.016$, $\zeta = 0.005$, $\zeta_b = 0.011$)

차원화된 식 (3)을 얻을 수 있다.

2.2 동흡진기 파라미터 해석

진동감쇠 대상인 포신과 흡진기의 질량비는 전차의 운용, 포신의 회전 및 고각 운동에서 발생하는 관성력을 고려하여 2% 이내로 설계가 되어야 한다. 이 연구에서는 이러한 요구조건과 파라미터 해석결과를 고려하여 질량비는 0.016, 혼합된 감쇠비는 구조감쇠로 가정하여 $\zeta = 0.005$, 포신의 감쇠비는 free free 경계조건의 포신에 대한 모달시험 수행하여 $\zeta_b = 0.011$ 을 구하였다.

TMD가 부착된 포신의 감쇠성능은 Fig. 2에 나타내었다. Fig. 2에 의하면 TMD가 장착된 포신의 경우 1차 주파수비가 0.98에서 최적의 감쇠성능이 나타나고 있다. 또한 이러한 형태는 동흡진기에 의해 2자유도로 모델링이 되었기 때문에 2개의 피크치 (peak value)가 생긴다.

Fig. 3 Tuned mass damper modeling

3. 동흡진기 모델

포열에 장착될 동흡진기는 Fig. 3과 같다. 동흡진기 모델은 4개의 rod와 포신과 동흡진기를 고정하기 위한 fixed holder, 포신에서 발생하는 에너지를 소산시키기 위한 free holder로 구성되어 있다. Rod의 길이를 조절하여 1차 주파수비를 조절할 수 있다. 포신에서 발생하는 열에 의한 손상을 줄이기 위하여 동흡진기의 재질은 steel을 사용하였다.

4. 동흡진기 진동실험

4.1 포신 진동실험

포신의 잔류진동을 저감하기 위한 연구를 수행하기 위해서는 포신의 진동실험을 통해 고유진동수, 고유진동모드, 감쇠비를 구해야 한다. 포신의 진동실험을 수행하기 위해서, 포열의 실험 경계조건은 free free 상태이며, bungee tester를 이용하여 포열을 장착하였다. 실험에 사용된 센서는 PCB사의 336C04이며 상온에서 사용되는 modal 시험용 단축 가속도계이다. 가속도계 장착은 원하는 측정 방향과 주 감도축이 일치하도록 부착되어야 하며, 드릴이나 탭을 사용한 고정 구멍을 뚫어서 고정시키는 방법이 가장 이상적이다. 하지만 포열을 손상시킬 수 없는 조건 때문에, 이 실험에서는 포신 외형에 맞게 블록(block)을 가공하여 횡방향(transverse axis)과 측(lateral axis) 방향에 대해 블록을 포열 표면에 부착시켰다. 포열에 대한 가속도계 설치 위치는 포열 muzzle 끝단(STA0)을 기준으로 STA 50, 500, 1000, 1950, 2900, 3900, 4900, 5900 위치에 곱셈 방향과 측방향을 고려하여 각각 2개의 가속도 센서를 부착하였다. 가진을 주기 위해서 모달 시험용 임팩트 해머(B&K 8208)를 사용하였으며, 예비실험을

Fig. 4 Experiment setup

(a) Frequency response of barrel - transverse axis

(b) Frequency response of barrel - lateral axis

Fig. 5 Barrel modal test result

통해서 가진 위치를 정하였다. Fig. 4는 포열을 번지 와이어를 이용하여 설치한 모달 실험장치를 나타내고 있다.

진동실험 결과는 횡방향과 측방향에 대해서 나타내었으며, 실험 결과는 Fig. 5와 같다. Fig. 5(a)는 횡방향에 설치된 가속도 센서에서 측정한 결과이며,

Fig. 6 Tuned mass damper attached to the barrel

Fig. 7 Tuned mass damper modal test result

Fig. 5(b) 측방향에서 측정된 결과이다. 포신 가진방향 때문에 주파수의 크기 차이가 있다.

정규화 시킨 포신의 주파수 1, 3, 6 부근의 피크(peak)는 포신의 1, 2, 3차 주파수이며, 동흡진기는 포신의 1차 주파수를 줄이기 위한 목적으로 설계가 되었다.

4.2 동흡진기가 장착된 포신 진동실험

동흡진기가 장착된 포열의 가속도계 설치 위치는 포열 muzzle 부근 끝단(STA 0)을 기준으로 STA 50, 500, 1000, 1950, 2900, 3900, 4900 위치에 횡방향과 측방향을 고려하여 각각 2개의 센서를 부착하였다.

가속도 센서 및 임팩트 해머의 사양은 포신 진동실험과 동일하며, 동흡진기 rod 길이를 조절하면서 동흡진기의 주파수 변화에 따른 진동실험을 수행하였다. Fig. 7은 동흡진기 장착 전후의 진동실험 결과를 나타내고 있으며, 동흡진기가 장착되지 않은 실

험결과(barrel without TMD)는 Fig. 5(a)의 STA 50의 결과이다. 동흡진기에 의해 정규화된 주파수 1.0 부근의 포신의 1차 모드는 발생하지 않고, 동흡진기에 의한 2개의 1차 모드가 발생한다. 이는 포신에 가해지는 주파수에 따라 오히려 안 좋은 영향을 미칠 수 있다.

하지만 동흡진기에 의한 2개의 피크치의 크기는 동흡진기 부착전보다 낮기 때문에, 동흡진기에 의한 감쇠효과는 있다고 판단된다. 또한 rod길이 130 mm 일 경우 감쇠 대역폭 및 감쇠크기가 가장 우수한 구간이며, 포신 끝단에 동흡진기를 장착함으로써, 감쇠효과는 약 6 dB로 감쇠효과를 확인할 수 있었다.

5. 결 론

차세대전차는 화력증대 및 기동성 확보를 요구하고 있다. 이러한 요구조건을 만족시키기 위해서는 포구에너지 증가 및 플랫폼의 경량화가 선행되어야 한다. 하지만 사격 후 포신에서 발생하는 잔류진동은 오히려 증가되어, 이에 대한 해결책이 필요한 실정이다. 이 연구에서는 동흡진기의 개념을 포신에 적용하여 포신의 사격 후 잔류진동 감쇠에 대한 연구를 수행하였다. 동흡진기가 장착된 포신은 집중질량계로 모델링을 수행하였으며, 파라미터 해석을 통해서 1차 주파수비를 산출하였다. 포신에 대한 진동실험은 free free경계조건으로 실험을 수행하였으며, 번지와이어(bungee wire)를 이용하여 포신을 장착하였다. 포신에 대한 진동실험 결과로부터 모달 파라미터를 산출하였으며, 이를 통해 동흡진기를 설계하였다. 동흡진기가 장착된 포신은 free free 경계조건에서 실험을 수행하였으며, 진동실험을 통해서 약 6 dB의 감쇠효과를 알 수 있다. 추후 점탄성 재료인 CLD(constrained layer damping)를 이용하여 감쇠비를 증가시키는 연구를 통해서 감쇠성능을 향상시킬 수 있을 것으로 판단된다.

후 기

이 연구는 (주)현대위아의 포신진동 저감기법 연구 연구비 지원에 의해 수행되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참 고 문 헌

- (1) Kathe, E., 2001, Gun Barrel Vibration Absorber, U.S. Patent 6167794.
- (2) Lim, J. H., Baek, P. G., Lee, J. Y. and Chung, B. G., 1999, A Study on the Stabilization of Gun Barrel by Viscoelastic Damping Material, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 9, No. 4, pp. 714~719.
- (3) Bird, J. S., 1990, Measurement of Tank Gun Dynamics in Support of a Dynamic Muzzle Referencing System, DREO Ad-A231 619.
- (4) <http://sdac.kaist.ac.kr/projects/index.php?mode=prev>
- (5) Littlefield, A., Kathe, E., Messier, R. and Olsen, K., 2001, Gun Barrel Vibration Absorber to Increase Accuracy, AIAA Paper: AIAA-2001-1228.
- (6) Littlefield, A. and Kathe, E., 2002, Adaptive Gun Barrel Vibration Absorber, Benét Labs Technical Report, ARCCB-TR-02003.
- (7) Kwag, D. G., Bae, J. S., Hwang, J. H. and Kim, H. S., 2010, A Study on the Vibration Damping of a Barrel Using Vibration Absorber, Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference, pp. 594~595.