

연식주퇴 시스템 포신고정 장치의 동적 해석

A Dynamic Analysis on the Latch of Soft Recoil System

우 대 현* Dae-Hyun Woo	이 영 신* Young-Shin Lee	김 흥 태* Heung-Tae Kim	전 상 배** Sang-Bae Jun
	이 규 섭*** Kyu-Sub Lee	강 국 정**** Kuk-Jeong Kang	

Abstract

In the soft recoil system, the recoiling parts are initially accelerated to the forward direction. These parts are returned to original position by the firing with initial acceleration speed. The latch of the soft recoil system keeps the high impact load when the recoil parts were recuperated to the forward direction. In this study, the latch of soft recoil system using the ADAMS program was analyzed. The optimal operation parameters were found that max. angle and expansion length of latch was 50°, 180 mm respectively. Dynamic structural analyses of model cases were performed using finite element model. The max. stress and deflection of latch was 230 MPa and 0.45 mm respectively.

Keywords : Latch(포신고정 장치) Soft Recoil System(연식주퇴), Recoil Force(주퇴력)

1. 서론

미래전장 환경에서의 화력 성능은 포구에너지 증대와 에너지 목표 집중에 의한 정밀발사 능력 보유, 플랫폼 경량화에 의한 기동성 향상, 직사 및 곡사 통합 기능을 보유한 다기능 무장의 개발을 요구하고 있다

^[1,2]. 다기능 무장 설계시 기존 주퇴 제어기법은 주퇴력 제어 수준에 한계가 있으므로 새로운 개념의 주퇴 제어기법이 필수적으로 요구된다^[3].

현재까지는 연식주퇴 기술이 가장 유력한 대안으로 연구되고 있다^[4]. 연식주퇴 기법은 무장의 형태가 어떠한 형태로 발전되더라도 적용 가능하며 주퇴력 감소를 위해 활발한 기술 연구가 추진되어지고 있다. 연식주퇴 장치는 포를 전방으로 가속시키고 최적의 위치와 속도에서 포를 발사시킴으로 주퇴 운동량의 일부가 전방가속 운동량으로 인하여 상쇄되어서 주퇴력을 저감시키는 기술이다^[5]. 연식주퇴 포신고정 장치는 포신의 전방가속시 포신의 고정해제와 사격후 주퇴운동이후 복좌하는 포신을 고정시키는 역할을 한다^[6]. 연식주퇴

† 2012년 4월 30일 접수~2012년 6월 15일 게재승인
* 충남대학교 기계설계공학과(Chung-Nam National University)
** 현대 위아(Hyundai Wia)
*** (주)RMS 테크(RMS Tech)
**** 국방과학연구소(ADD)
책임저자 : 이영신(leey@snu.ac.kr)

의 최초 적용은 프랑스로 알려져 있으며, 미국의 경우는 1950년 후 M101 견인포에 대해 연식주퇴의 개념이 처음 적용되었다. 국내에서는 주퇴력 저감을 위한 연식주퇴 시스템에 대한 기초연구가 이루어졌고, 독립형 주퇴장치와 연식주퇴 시스템의 동특성 및 오류모드 제어에 관한 연구가 수행되었다^[7,8]. 연식주퇴 시스템 개발에 있어, 주퇴력 감소는 주퇴부의 전방운동량에 의해 이루어지므로 이에 대한 설계가 매우 중요하다. 또한 전방운동량이 너무 큰 경우 발사위치로 복좌할 수 없기 때문에 수치적인 시뮬레이션을 이용하여 최적의 전방운동량을 결정하였다^[9,10]. 본 연구에서는 주퇴부의 전방운동 및 주퇴운동 따른 동적 구동을 해석하고 복좌시 충격하중에 따른 동적 구조해석을 수행하였다.

2. 해석 과정

가. 포신고정 장치 모델 및 유한요소

포신고정 장치(latch)는 연식주퇴 장치에서 주퇴부를 초기 위치에 고정시키는 장치이다. 포신고정 장치 작동 해제가 이루어지면 주퇴부는 전방가속을 하고 발사가 되어 주퇴한 후 초기위치로 복좌를 하게 된다. 이때 포신고정 장치는 주퇴부를 초기위치로 고정시키는 역할을 하게 된다. Fig. 1에서 보이는 것과 같이 모델의 형상이다. Fig. 1의 형상비는 5.7 : 2 : 1.2이다. 포신고정 장치의 앞쪽 면적을 증가 하면서 포신부분과의 접촉되는 부분의 면적을 늘려서 안정적으로 고정되도록 되어있다. 각 모델은 링크로 이루어져 있으며 축으로 연결되어 있다. Fig. 1 표시된 부분의 링크부품이 Fig. 2와 같이 두 개의 부품으로 실린더 형태로 연결되어 있다. 이는 포신고정 장치의 초기 해제가 이루어질 때 원활한 해제가 이루어질 수 있도록 형상을 실린더형태로 지름 : 길이 = 0.4 : 0.5로 되었다. 주퇴부가 복좌하게 되면서 복좌력이 포신고정 장치에 전달되게 된다. 이때, 연결부위의 응력 해석과 동역학 해석이 필요하게 되었다. 응력해석을 수행하기 위해 LS-DYNA Solver^[13]를 이용하였다. LS-DYNA의 전처리 프로그램은 Hypermesh의 MAT_ELASTIC을 사용하였고, 총 요소의 수는 66016개이다. 또한 동역학 해석 프로그램인 ADAMS를 이용하여 포신고정 장치의 작동 메커니즘을 해석하였다.

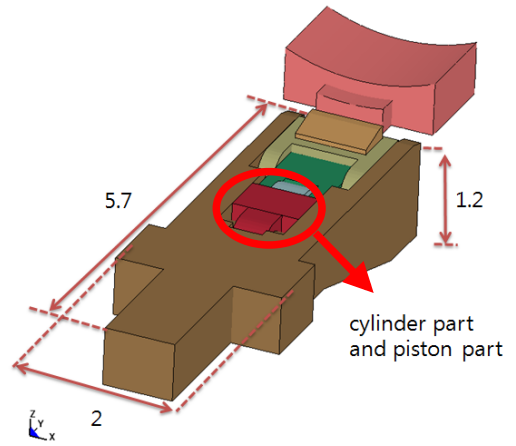
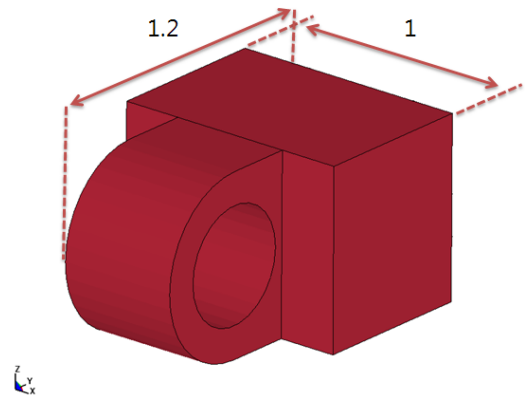
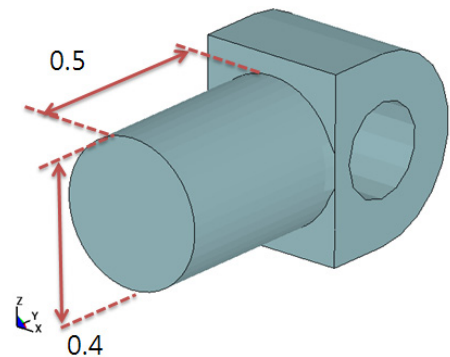


Fig. 1. Latch model and recoil part



(a) cylinder part



(b) piston part

Fig. 2. Latch parts

나. 하중조건, 경계조건 및 해석조건

ADAMS를 이용한 포신고정 장치 모델에 대한 동역

학 해석의 초기하중 조건은 181.4 kN이며, 해제장치에 의해 해제가 이루어진다. 이후 포신이 전방가속, 격발, 후퇴, 초기위치 복귀가 이루어지며 이때의 복좌력은 294.2 kN으로 설정하였다. 그래서 포신고정 장치는 최대 294.2 kN의 복좌력에 대한 지지력을 가져야 하므로 동역학 해석에서는 294.2 kN의 복좌력에 대해 해석을 수행하였다.

LS-DYNA를 이용한 동적응력 해석에서는 전처리 프로그램인 Hypermesh를 이용하여 모델의 해석조건을 적용하였다. Fig. 3과 같이 포신고정 장치의 탄성계수는 205 GPa, 밀도 7850 kg/m³, 푸아송비 0.29, 항복강도 670 MPa의 물성치를 사용하였다. Fig. 4에서와 같이 주퇴부의 충돌속도는 $v = 2\text{m/s}^{[12]}$ 로 -Y축 방향으로 포신고정 장치에 충격하중을 가하게 하였다. 이는 Mathtype 이용하여 수식으로 복좌시 주퇴부의 속도를 계산한 값을 적용하였다. 각 링크는 SINGLE_SURFACE 조건을 적용하였고, -Z축 방향으로는 중력가속도 9.81 m/s²이 작용 한다고 가정하였다.

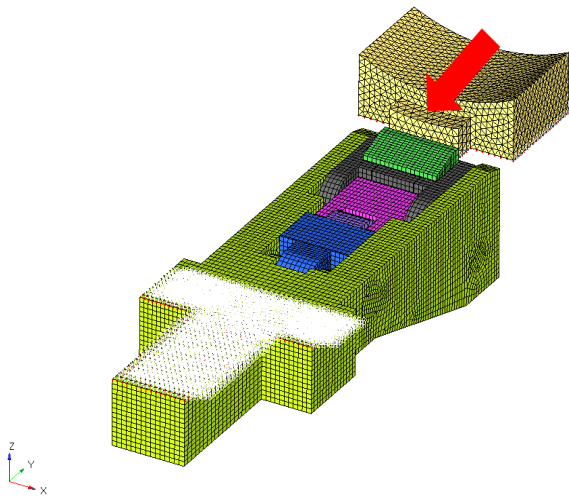


Fig. 3. Analysis model and boundary condition ($v = 2\text{ m/s}$)

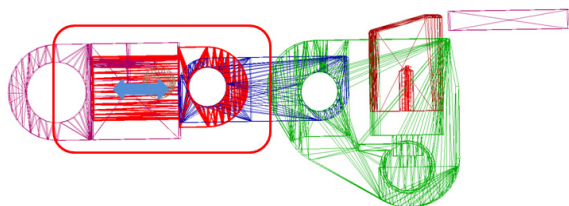


Fig. 4. Dynamic model^[11]

동적응력 해석에 있어서는 초기 전방운동량보다 주퇴된 후의 복좌력에 의한 속도를 적용하여 해석을 수행하였다. 해석시간을 줄이기 위해 주퇴부와 포신고정 장치의 충격 직전부터 해석을 시작하였다. 해석수행 시간은 5 msec이고 시간증분은 0.1 msec로 짧은 시간 동안 일어나는 포신고정 장치의 동적 응력거동 및 변위거동을 확인할 수 있도록 해석조건을 설정하였다. 포신고정 장치의 동역학 및 응력해석을 통해서 포신고정 장치 설계의 안정성과 신뢰성을 확보할 수 있도록 하였다.

3. 동적 해석

가. 동역학 해석

ADAMS^[14]를 이용하여 포신고정 장치의 모델의 작동 메커니즘에 대한 해석을 수행한 결과 초기 해제 오작동과 주퇴 후 복좌시에 부품들의 초기위치로의 미복귀 현상이 발생하였다. 그래서 Fig. 1의 실린더 형태로 부품의 형상을 변경하여 동역학 해석을 수행하였다. Fig. 5는 동역학 해석을 수행한 결과이다.

포신고정 장치를 실린더 형태로 변경하여 모델링 하였을 때 해제장치가 작동하면 실린더 부분이 충분히 빠지게 되면서 해제가 되었다. 모델의 변경을 통해 초

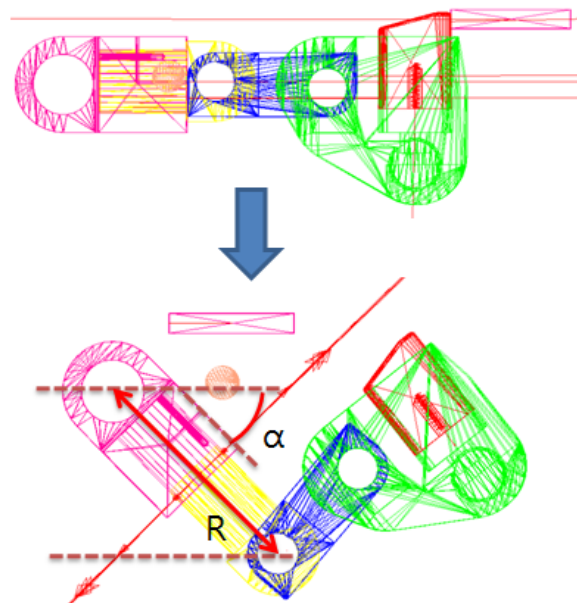


Fig. 5. ADAMS simulation of latch^[11]

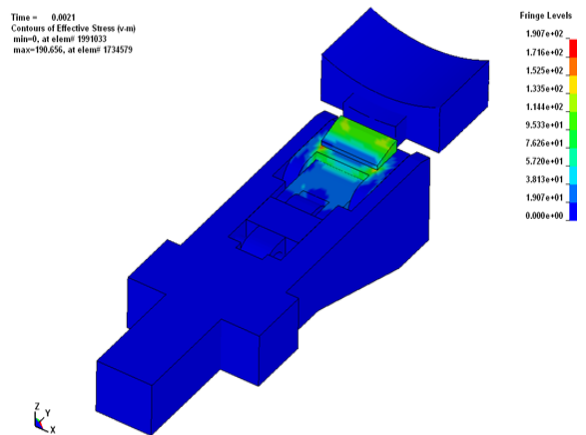
기모델에서의 문제였던 포신고정 장치 해제 오작동이 시뮬레이션 결과 개선되는 것을 확인하였다. 포신고정 장치의 해석을 통해 해제시 최대 회적각도 $\alpha = 50^\circ$ 이고 최대 확장길이 $R = 180 \text{ mm}$ 정도로 정상적인 포신 고정 해제 작동이 이루어졌다.

나. 동적 구조해석

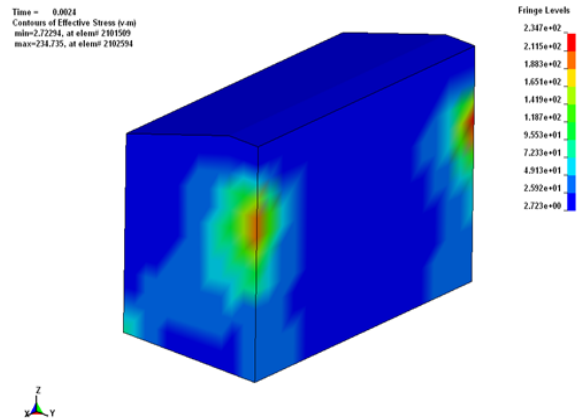
Fig. 6은 동적응력 해석을 수행하여 동적응력 상태 및 시간이력에 따른 동적 응력변화에 대한 결과를 나타내었다. Fig. 8 (a)는 포신고정 장치가 주퇴부와 초기 충격이 이루어지는 $t = 2.1 \text{ msec}$ 에서의 응력 상태를 보여주고 있다. 초기 충격력에 의해 190.65 MPa의 응력이 발생하였고, 이는 충격이 가해지는 걸림쇠 부분이 아닌 걸림쇠와 연결되는 부위에서 발생한다. Fig. 8 (b)는 걸림쇠 부품에 충격하중이 가해지면서 최대 응력이 발생하는 시간 $t = 2.4 \text{ msec}$ 에서의 응력상태를 나타내고 있다. 걸림쇠의 최대 응력이 발생하는 지점은 다른 부품과 연결되는 위치에서 순간적으로 234.73 MPa 응력이 발생하고, 초기 충격 하중에 의해서는 160 MPa 응력이 발생하였다. 이는 주퇴부와 충돌하는 면적을 증가시키면서 넓은 면적에 충격하중을 가하게 되면서 응력값이 낮아진 것으로 추정된다. Fig 8 (c)는 응력 시간 그래프로 초기 충격하중에 의해 응력값이 증가하면서 $t = 2.4 \text{ msec}$ 일 때 최대응력이 발생하였고, 이후 응력값이 감소하여 $t = 2.9 \text{ msec}$ 에서는 큰폭으로 감소 되었다.

Fig. 7은 실린더형 부품의 동적응력해석을 수행하면서 최대 응력 및 시간에 따른 응력 그래프이다. Fig. 9 (a)는 실린더형 모델은 충격하중에 의해 최대 응력이 발생하는 시간은 $t = 3.8 \text{ msec}$ 일 때 205.44 MPa의 응력이 발생하였다. Fig. 9 (b)는 그래프를 통해 시간에 따른 응력 상태를 확인 할 수 있다. 충격하중의 전달로 짧은 시간동안 응력 상태가 변화하였다. Fig. 10는 피스톤 형태의 모델에 대한 동적응력 해석을 수행하면서 피스톤 형태의 부품의 최대 응력 및 시간에 따른 응력 그래프이다.

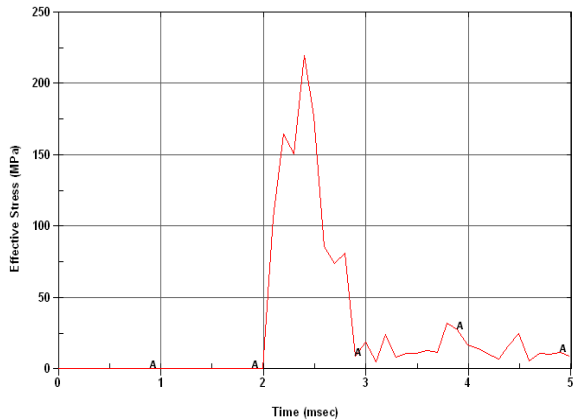
Fig. 8 (a)는 피스톤 형태의 모델 최대응력이 발생하는 시간 $t = 4.4 \text{ msec}$ 에서 119.35 MPa의 응력이 발생하는 결과이다. 피스톤으로 연결된 부위가 아닌 링크로 연결되는 부위에서 최대응력이 작용하였다. Fig. 10 (b)의 그래프를 보게 되면 피스톤 형태의 모델은 실린더 형태보다는 응력값은 낮지만 비슷한 형태로 짧은 시간동안 응력상태가 변화하였다.



(a) Dynamic stress contour at t = 2.1 msec

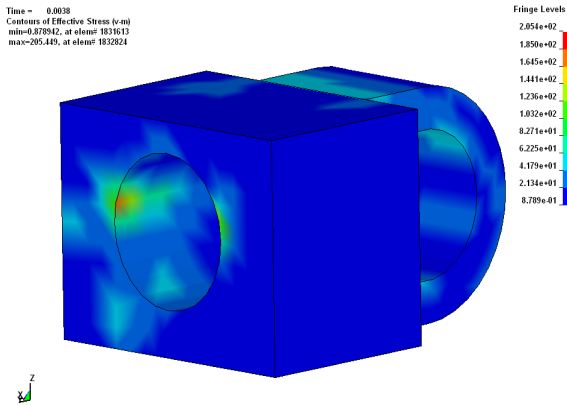


(b) Dynamic stress of the latch part(t = 2.4 msec)

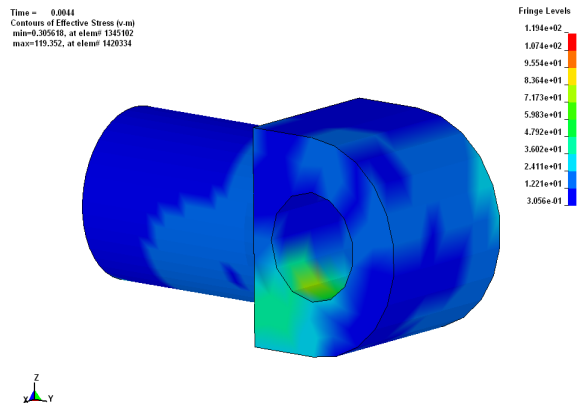


(c) Time history of stress

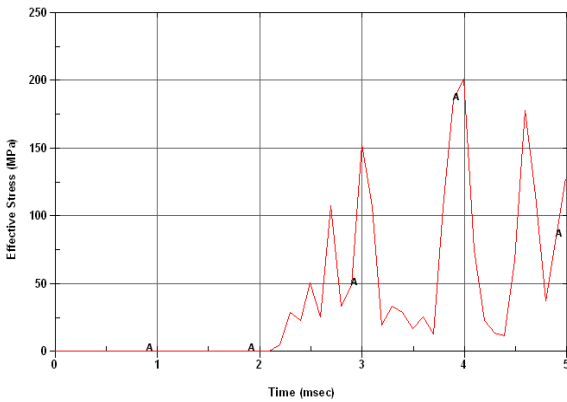
Fig. 6. Dynamic stress analysis of the latch model



(a) Dynamic stress contour at t = 3.8 msec

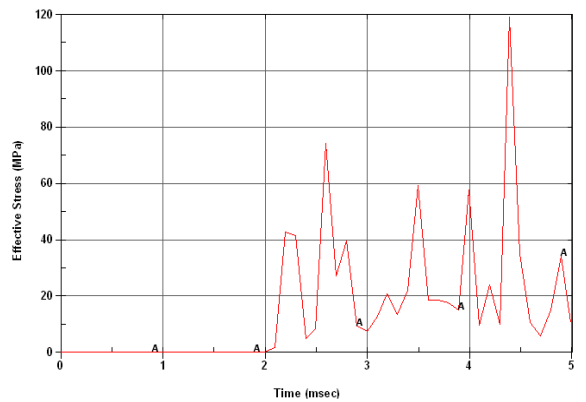


(a) Dynamic stress contour at t = 4.4 msec



(b) Time history of stress

Fig. 7. Dynamic stress of the cylinder part



(b) Time history of stress

Fig. 8. Dynamic stress of the modified piston part

이를 통해 동역학적 구조 안정성을 검토하였다. 실린더형태로 연결되는 부분에 충격이 가해지게 되면서 부품의 연결부위 부근에서 높은 응력 값이 나타나고 있는 것을 확인할 수 있었다. 피스톤형태와 실린더형태로 변경된 부품에 대한 Fig. 7 (b), Fig 8 (b)의 그래프를 통해 충격하중에 의해 시간에 따른 응력 변화를 확인해 봤을 때 응력값이 짧은 시간동안 많은 변화를 하지만 항복응력을 넘지 않는 범위이기 때문에 부품에 큰 영향이 되지 않는다.

하지만 응력을 확인해보면 실린더 부분을 제외한 면적에 충격력이 전달된다. 충격을 전달하는 면적이 작아지면 응력집중이 생길 수 있기 때문에 실린더가 차지하고 있는 면적을 줄이면서 부품간의 충격전달을 하는 면적을 넓히는 것이 응력집중이 생기는 것을 방지할 수 있을 것이다.

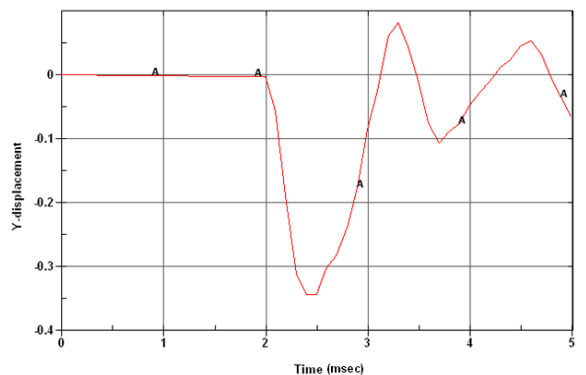


Fig. 9. Displacement time history of latch

Fig. 9는 걸림쇠 부분의 시간에 따른 변위 그래프이다. 초기 주퇴부의 복좌 충격을 받으며 걸림쇠는

최대 0.45 mm 정도로 전방으로 움직이는 것을 볼 수 있었다. 그 후 주퇴부를 충격을 흡수하게 되면서 전후방으로 움직이는데 이는 충격에 의한 진동으로 볼 수 있다. 주퇴부는 초기위치로 복좌하면서 포신고정 장치에 의해 초기위치에 정상적으로 고정되었다.

4. 결론

본 연구에서는 연식주퇴 포신고정 장치에 대한 동역학적 해석을 수행하면서 포신고정 장치의 작동 메커니즘 및 동적응력해석을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 포신고정 장치에 대한 시뮬레이션을 통해 동역학 모델링 메커니즘을 구현하였으며, 작동 메커니즘에 대한 해석을 수행하여 포신고정 장치의 동역학적 움직임을 볼 수 있었다.
2. 충격 거동에 따른 동적 해석을 수행하여 응력분포 및 시간에 따른 응력 변화와 변위 그래프를 확인하고, 이를 통해 부품에 대한 형상의 설계에 반영하였다.
3. 연식주퇴 포신고정 장치의 동적 해석을 통해 동역학적 거동 및 구조 안정성을 검토하였다.

References

- [1] Lee, Y. S., Kim, Y. H., Lee, K. D., Kim, Y. W., Ahn, C. H., Kim, D. S., and Sung, N. H., "Transient Stress Analysis of Tracked Vehicle Structures under Recoil Impact Load", *Journal of KSAE*, Vol. 23, No. 3, pp. 111~119, 1993.
- [2] Alexander, J., E., "AGS Gun and Projectile Dynamic Modeling Correlation to Test Data", *Applied Mechanics Armament Systems Division, BAE Systems Technical Report*, 55421~1498, 2007.
- [3] Kim, S. K., Park, Y. P., Yang, H. S., Kim, H. J., Choi, E. J., Lee, S. B., and Ryu, B. J., "Investigation of Isolation System in Recoil Type Weapon", *Proceeding of 2002 Spring Symposium of Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, pp. 104~108, 2002.
- [4] Mehdi Ahmadian, Randall Appleton, James A. Norris, "An Analytical Study of Fire Out of Battery Using Magneto Rheological Dampers", *Shock and Vibration*, Vol. 9, No. 3, pp. 129~142, 2002.
- [5] Kim, D. H., Choi, M. C., Lee, G. I., and Lee, G. S., "Design and Control for Semi-Active Recoil System", *Proceeding of 1997 Spring Symposium of Korean Society for Precision Engineering*, pp. 213~217, 1997.
- [6] Kang, K. J., Ahn, S. T., Hong, S. K., and Jun, S. B., "Analysis on the Forward Motion for the Soft Recoil Mechanism", *Proceeding of 40th Anniversary ADD*, pp. 377~380, 2010.
- [7] Shin, C. B., Bae, J. S., Hwang, J. H., Kang, K. J., Ahn, S. T., and Han, T. H., "Control of a Soft Recoil System for Recoil Force Reduction", *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 18, No. 7, pp. 764~774, 2009.
- [8] Park, S. Y., Bae, J. S., Hwang, J. H., and Kang, K. J., "Orifice Design of a Soft Recoil System for Recoil Force Reduction", *Proceeding of 2009 Symposium of the Korea Institute of Military Science and Technology, Jeju, Korea*, pp. 1595~1598, 2009.
- [9] Yoo, S. H., Lee, J. Y., Lee, J. W., Jo, S. S., Kim, J. H., Kim, I. S., and Lim, S. C., "A Study on the Reduction Technique of Recoil Force for Soft Recoil System using Dynamic Behavior", *Journal of the Korea Institute of Military Science and Technology*, Vol. 10, No. 4, pp. 5~11, 2007.
- [10] Kim, J. H., Park, S. Y., Bae, J. S., Hwang, J. H., and Kang, K. J., "Development of the Programs for Soft Recoil System's Dynamic Character Simulation", *Proceeding of 2010 Symposium The Korea Institute of Military Science and Technology, Jeju, Korea*, pp. 2212~2215, 2010.
- [11] Kim, H. T., Lee, Y. S., Yang, T. H., Jun, S. B., Lee, K. S., Kang, K. J., and Ahn, S. T., "Structural and Dynamic Analysis on the Latch of Soft Recoil System under Impact" *Proceeding of KSME Conference*, pp. 875~879, 2010.

- [12] Yang, T. H., Lee, Y. S., Lee, K. S., Jun, S. B., and Kang, K. J., "A Dynamic Characteristic Analysis of the Soft Recoil Mechanism using MATLAB", Proceeding of KSME Conference, pp. 175~176, 2011.
- [13] LS-DYNA Version 970 Keyword User's Manual, Livermore Software Technology Corporation, 2003.
- [14] ADAMS User's Manual, MSC Software Corporation, 2005.