Journal of the Korea Academia-Industrial cooperation Society
Vol. 24, No. 11 pp. 726-732, 2023

https://doi.org/10.5762/KAIS.2023.24.11.726
ISSN 1975-4701 / eISSN 2288-4688

강도 조절용 고무 방진 시스템을 적용한 전자광학추적장비의 동특성 분석

안병국*, 전용구
한화시스템

Dynamic Analaysis of EOTS Equipped with Vibration-Proof Assembly

Byungguk An*, Yonggu Jeon
Hanwha Systems, Korea

요 약 전자광학추적장비(EOTS: Electro-Optical Tracking System)는 다양한 플랫폼에 장착되어 목표물의 감시나 정찰을 주목적으로 한다. 만약 개발 진행 중이거나 양산 단계에서 EOTS의 방진구 특성에 영향을 줄 수 있는 설계 변경이 발생한다면 방진구를 통해 인가되는 진동, 충격 특성이 달라지기 때문에 장비의 성능이 저하되거나 심각하게는 부품 및 방진구가 파손되는 등의 문제가 발생할 수 있다. 문제의 근본적 해결을 위해서는 방진구 재선정 및 구조 보완이 필요하나, 이렇게 되면 설계 전면 재검토 뿐만 아니라 자재의 납기 문제 등 일정에 심각한 영향이 발생할 수 있다. 본 논문에서는 방진구 재선정으로 인한 리스크 해소를 위한 방안으로 강도 조절이 가능한 방진조립체(Vibration-proof assembly)를 제안하고 시뮬레이션과 충격 시험을 통해 검증하였다. 장비의 충격 응답을 감소시키기 위해 방진조립체의 고무 경도를 변경하였으며, 이때 충격 응답이 기존 61.6g 대비 40.7g로 최대 33.9% 감소하였다. 추가로 고무 경도 Sh A 20 기준 고무 눌림량을 0.5mm 증가시키면 충격 응답이 2.8% 감소하는 것을 확인하였다.

Abstract Electro-optical tracking equipment is installed on various platforms with the primary purpose of monitoring or scouting targets. Indeed, design changes that can affect the vibration and shock characteristics transmitted through the vibration isolator during the development or production stages can lead to performance degradation in the equipment. In severe cases, such changes could result in issues, such as component damage or failure of the vibration isolators. Resolving these problems may require reselection of the isolators and structural improvements. On the other hand, this can significantly impact the schedule, including potential delays due to material lead times and the need for a thorough design review. This paper proposes the vibration-proof assembly with adjustable stiffness as a solution to mitigate the risks associated with vibration isolator reselection, and its feasibility was validated through simulations and experiments. The rubber hardness of the shock assembly was modified to reduce the shock response of the equipment, resulting in a maximum 33.9% decrease in shock response compared to the original 61.6g. In addition, increasing the amount of rubber deformation by 0.5mm based on the Sh A 20 hardness resulted in a 2.8% decrease in shock response.

Keywords : Elastomeric Isolator, EOTS, Shock Test, Dynamic Analysis

*Corresponding Author : Byungguk An(Hanwha System)
email: byungguk.an@hanwha.com
Received September 26, 2023 Revised October 31, 2023
Accepted November 3, 2023 Published November 30, 2023

1. 서론

전자광학추적장비(EOTS: Electro-Optical Tracking System)는 목표물의 감시 및 정찰을 주목적으로 하는 장비로써 운용환경에 따라 차량, 항공기, 선박 등 다양한 플랫폼에 탑재된다. 장비 내부에는 영상센서 등 다양한 센서가 설치되고, 외부 진동 및 충격 등 외란에 대해 영상센서가 정밀한 시선(Line of Sihgt) 안정화 성능을 갖도록 김벌(gimbal) 구조로 설계된다. 김벌은 탑재 체계의 안정화 요구 조건에 따라 다양한 형태를 가지게 되며 높은 수준의 안정화 성능이 요구되는 경우 내/외부 이중의 김벌 구조가 일반적으로 채택된다.

Fig. 1은 이중의 김벌구조가 적용된 전자광학추적장비의 사례이다. 외부 김벌과 내부 김벌은 각각 방위각(AZ) 및 고각축(EL) 방향으로 회전하며, 외부 김벌은 저주파수 대역의 큰 외란을 제어(CEL, CAZ)하고, 내부 김벌은 외부 김벌 내부에 설치되어 정밀한 제어(FEL, FAZ)를 하게 된다. 이때 외부 김벌에서 내부 김벌로 유입되는 외란을 감쇠시키기 위해 방진 부품이 필요하며 해당 장비는 고무(Elastomer) 방진구가 채택되었다[1].

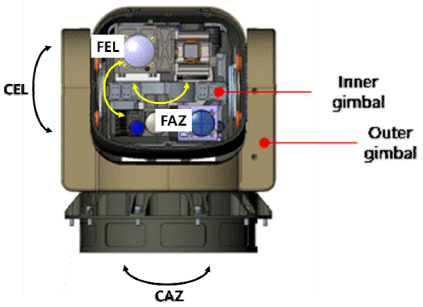

Fig. 1. Electro-optical tracking system example

엘라스토머 방진구(이하 방진구)는 작고 가벼운 무게, 넓은 범위의 사용 온도 범위, 높은 수준의 댐핑 성능 등의 장점으로 다양한 장비에서 많이 사용되고 있다[2]. 방진구 사용시 제조사로부터 제시된 강성과 댐핑을 고려하여 적합하게 선정한다면 안정화 제어기가 갖는 대역폭을 초과하는 고주파 진동 외란을 효과적으로 감쇠시켜 최적의 안정화 성능을 구현할 수 있다. 반면 방진구의 상대적으로 낮은 고유진동수로 전체 시스템 강성이 저하되어 충격과 같이 짧은 시간 동안 발생하는 과도 변위로 의한 방진구 손상, 장비 성능저하, 장비 내부 구성품에 대한 심각한 손상이 발생할 수 있다. 일반적으로 장비에 이런 현상이 발생하게 되면 Jihyun-Cha 등[3]과 같이 시험결과를 분석하고 체결류, 조립 공정, 구조 설계 변경 등의 대책을 적용하여 개선한다. 그러나 만약 설계 변경으로 인해 방진계의 특성이 달라지면 방진구의 재선정, 제어 성능 개선의 대책 마련이 수반되고 비용과 일정, 중량 증가 등 상당한 위험이 발생한다.

본 논문에서는 이런 위험성을 해소하기 위해 선정된 방진구를 그대로 사용하면서 시스템의 강성을 높여줄 수 있는 개념의 방진조립체를 추가하는 방안을 제안하고, 시뮬레이션 및 모사 장치의 충격 시험을 통해 방진조립체의 고무 경도와 눌림량의 변화에 따른 충격 응답 영향성을 분석하여 방진조립체의 적절성을 입증하고자 한다.

논문은 총 3개의 장으로 구성되어 있으며, 1장 서론은 EOTS 장비에서 방진구 적용 시 발생할 수 있는 문제와 해결 방안을 소개하였다. 2장은 장비에 적용한 방진구 특성 및 선정 방법을 정리하였다. 또한 본 논문에서 제안한 방진조립체의 효과를 확인하기 위해 설계/제작한 시험장치 및 시험 방법을 설명하고, 예측 결과와 시험 결과를 비교하였다. 3장은 논문의 요약으로 결론을 포함하고 있다.

2. 본론

2.1 방진구 선정

방진구 선정 시 시스템에서 제어하는 주파수 대역을 회피하는 것이 우선시된다. 이후 방진구의 허용하중과 적용할 수 있는 공간 등을 고려한다. 본 연구에서 안정화 제어기 제어 주파수 대역은 30Hz 이상으로 방진구는 제어 주파수 대역을 회피해야 하며 장비 무게는 18kg, 허용 변위는 3.5mm 이하이다.

위 조건에 따라 고유진동수와 허용하중을 만족하는 제품은 Lord社의 AM-006시리즈 3종(AM-006-5, AM-006-7, AM-006-8)이며, 각 모델의 최대 변위 값이 설계 허용범위 안에 있는지 확인하기 위해 제조사에서 제공하는 선정 방식을 통해 검토했다[4].

d_{total}은 장비 무게로 인한 변위와 운용환경으로 인한 변위 두 개의 합이다. 만약 정해진 허용값을 벗어난다면 방진구가 파손될 수 있으므로 방진구 선정 시 중요한 요소이다.

$$d_{total} = d_{static} + d_{shock} \quad (1)$$

$$d_{static} = \frac{9810}{f_n^2 (2\Pi)^2} \quad (2)$$

$$f_n = \frac{1}{2\Pi}\sqrt{\frac{K}{m}} \quad (3)$$

Eq. (3)으로 구한 고유진동수를 Eq. (2)에 대입하여 정하중일 때 변위를 구한다.

$$d_{shock} = \frac{G_o}{\frac{(2\Pi)^2}{9810}(f_n^2)} \quad (4)$$

$$G_o = T_s(G_i) \quad (5)$$

G_o :Shock Response, T_s :Shock transmissibility, G_i :Input Shock

충격에 의한 변위는 Eq. (4)로 계산된다. 이때 전달율은 제조사에서 제공하는 전달율 그래프 Fig. 2를 참조하였다. 전달율은 Kyung-Soo Kim 등[4]의 연구에 따르면 Triangular 파형의 전달률이 톱니파형과 유사한 결과를 유도한다.

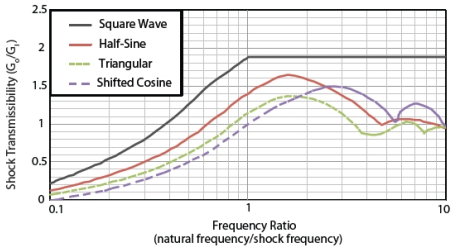

Fig. 2. Single Degree-Of-Freedom System Response To Various Shock Pulse [5]

위 계산에 따라 예측 변위량이 만족하는 방진구는 3가지 중 BRT II 재질로 만든 AM-006-5이며 3.1mm이다. Table 1과 Fig. 3은 제조사에서 제공하는 방진구의 특성이다.

Table 1. Spring Rate of AM-005-6 [5]

Part Number	Dynamic Axial Spring Rate	Dynamic Radial Spring Rate
AM-005-6	274N/mm	249N/mm

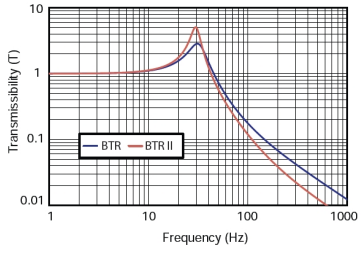

Fig. 3. Transmissibility of BTR and BTR II [5]

2.2 문제 현상

선정한 방진구를 EOTS 장비에 적용하고 Fig. 4와 같이 MIL-STD-810G Method 516.6에 규정된 A_m: 40g, T_d: 11ms의 톱니파형의 충격 시험을 진행했으나 Fig. 5의 (a)와 같이 충격 응답은 62.7g로 예상한 52.0g보다 높은 응답을 보였다. Fig. 5의 (b)는 방진구와 장비의 충돌로 인한 응답으로 방진구에 손상이 발생했다.

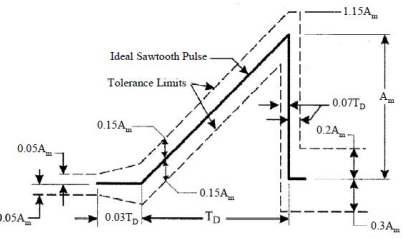

Fig. 4. MIL-STD-810G Profile[6]

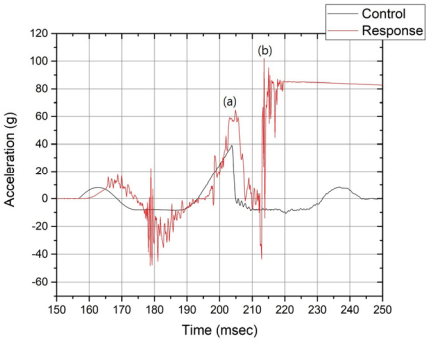

Fig. 5. Response of the equipment

2.3 방진조립체 설계

충격 응답을 감쇄하는 방안으로 방진조립체를 설계했다. 방진조립체에 사용되는 실리콘 고무는 점탄성재료로 예압(Preload)이 증가할수록 탄성계수는 증가하는 반면 손실계수(Loss factor)는 감소한다. 이런 재료의 특징을 고려하여 실리콘 고무 경도와 눌림량 조절로 시스템의 강성을 높일 수 있도록 설계하였으며, 방진조립체의 간략 구조는 Fig. 6과 같다.

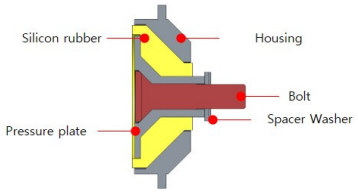

Fig. 6. Configuration of vibration-proof assembly

Spacer washer를 사용하여 Fig. 7과 같이 방진조립체와 외측 브라켓의 간격 A를 조절할 수 있으며, 볼트를 체결하면서 실리콘 고무가 눌리게 된다.

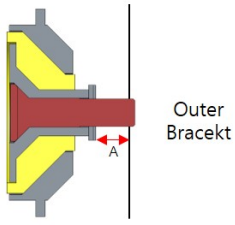

Fig. 7. Installation status of the outer bracket and vibration-proof assembly

2.4 시험장치 구성

시험장치는 Fig. 8 (a)와 같이 구성하였다. 좌우의 방진판은 (b)와 같이 선정된 방진구가 조립될 수 있으며 내부 김발은 무게 더미(약 18kg)로 모사하였다.

실 장비와 유사한 충격응답을 보여주는지 충격시험을 진행했으며, 결과는 무게 더미 중심에 가속도 센서를 부착하여 획득했다.

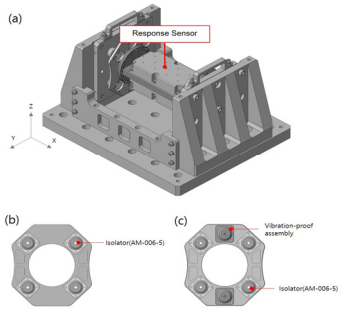

Fig. 8. Configuration of jig for shock test

Fig. 9는 선정된 방진구(AM-006-5)에 대한 X축 충격 시험응답 그래프이다. 충격 응답 값은 61.6g이며 실 제품과 1.7% 차이로 실 제품과 유사한 구조를 모사했다.

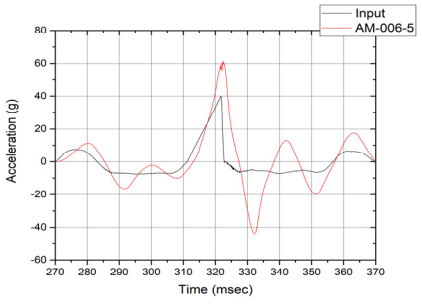

Fig. 9. Shock response of Test Jig

설계한 방진조립체는 충격 응답을 감쇄하기 위해 Fig. 8 (c)와 같이 기존 방진판에 강도 조절이 가능한 방진조립체 2개를 각 방진판에 대칭이 되도록 적용했으며, 예상한 충격 응답인 52.0g 이하를 목표로 이론적 분석과 시험을 하였다.

2.5 이론적 충격 응답 분석

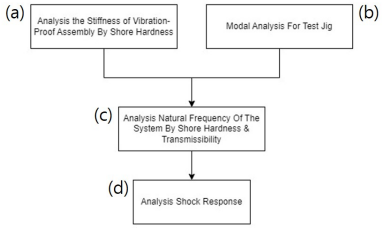

Fig. 10. Analysis Procedure for Shock Response

이론적 분석은 Fig. 10과 같이 (a)~(d) 순서로 분석했다. (a)는 방진조립체의 강성 분석, (b)는 시험치구의 고유진동수 해석, (c)는 (a)와 (b)의 결과값을 사용하여 시스템 고유진동수와 전달률 분석, (d)는 충격 응답을 예측한다.

방진조립체의 강성은 눌림량이 1mm 일 때 Table 2와 같이 실리콘 고무 경도에 따라 토크를 적용할 수 있으며, 강성은 간략식 Eq. (6)을 통해 체결 토크에 대한 체결력으로 구했다.

$$W = \frac{5T}{d} \tag{6}$$

W: Bolt Load, T: Torque, d: Bolt diameter

각 방진조립체의 경도별 강성과 기존 방진구 AM-006-5의 강성 합으로 계산한 방진계의 고유진동수는 79.4Hz이며, 시험 장비와 중첩된 전체 시스템의 고유진동수와 전달율을 구하기 위해 시험장비의 모달해석을 수행했다.

Table 2. Torque applied to vibration-proof assembly when A is 1.0mm

Shore Hardness	Torque(kgf·cm)	Stiffness(N/mm)
Sh A 20	7.0	572.1
Sh A 30	12.0	980.7
Sh A 40	17.0	1,389.3

시험장치의 고유진동수를 확인하기 위해 방진구가 없는 유한해석 모델을 Fig. 11과 같이 만들었으며, 유한요소 개수는 339,932개이다. 시험장치는 AL6061로 제작하였고, 무게 더미는 SUS304 재질이다. 해석에 사용한 각 재질의 물성값은 Table 3과 같다.

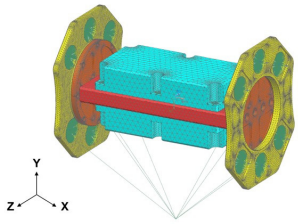

Fig. 11. Finite Element Model Of Test Jig

Table 3. Material Properties

Material	AL6061	SUS304
Young's Modulus(Pa)	7.1e10	2.1e11
Possion ratio	0.33	0.3
Density(kg/cm^3)	2,770	7,930

모달해석은 Hypermesh의 Nastran solver로 해석했으며, 계산된 고유진동수는 Table 4와 같다. 고유진동수는 5차 이상으로 있지만, 시험장치의 고유진동수를 확인하는데 충분하므로 5차까지 기술하였다.

Table 4. Natural Frequency of Jig

Mode	Freq.(Hz)
1st	190.20
2nd	196.80
3rd	198.20
4th	203.90
5th	209.00

계산된 시험장치의 고유진동수 190.2Hz와 Table 2의 Sh A 20 방진조립체 강성과 Table 1의 기존 방진구 강성의 합으로 계산된 고유진동수 79.4Hz를 Eq. (7)에 대입하여 전체 시스템의 전달률을 구할 수 있다.

$$T = \frac{\sqrt{1+(2\zeta r)^2}}{\sqrt{(2\zeta r)^2+(1-r^2)^2}} \tag{7}$$

주파수비(r)는 공진주파수와 각 주파수별 비로 계산이 된다. 시험장치의 감쇠비는 일반적 구조 감쇠비(ζ)로 사용되는 0.03을 적용했으며, 방진구는 제조업체에서 제공한 0.1을 적용했다. 계산된 경도별 시스템 고유주파수와 전달률은 Table 5와 같다.

Table 5. System natural frequency and transmissibility by shore hardness

Shore Hardness	f_n(Hz)	Transmissibility
Sh A 20	73.3	6.18
Sh A 30	83.3	6.69
Sh A 40	91.5	7.63

시험장치는 외부 가진만 받는 구조로 Fig. 12와 같이 단순화하면 Eq. (8), (9)와 같이 표현할 수 있다. 상대 변위를 Eq. (10)으로 치환하여 Eq. (11)로 표현될 수 있으며, Eq. (12)와 같이 고유주파수와 감쇠율로 치환하면 Eq. (13)이 된다.

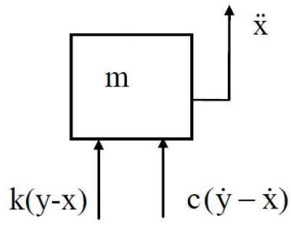

Fig. 12. Free-Body Diagram Of Singe-Degree-of Freedom System Subjected To Base Excitation

$$\sum F = m\ddot{x} \tag{8}$$

$$m\ddot{x} = c(\dot{y}-\dot{x}) + k(y-x) \tag{9}$$

$$z = x - y \tag{10}$$

$$m\ddot{z} + c\dot{z} + kz = -m\ddot{y} \tag{11}$$

$$(c/m) = 2\zeta\omega_n,\ (k/m) = \omega_n^2 \tag{12}$$

$$\ddot{z} + 2\zeta\omega_n\dot{z} + \omega_n^2 z = -\ddot{y} \tag{13}$$

인가되는 가진을 조화함수로 가정하고 Eq. (14)와 (15)를 (13)에 대입 후 라플라스 변환을 통해 Eq. (16)처럼 정리할 수 있다.

$$\ddot{y}(t) = A\sin(\alpha t) \tag{14}$$

$$\omega_n = \omega_n\sqrt{1-\zeta^2} \tag{15}$$

$$Z(s) = \frac{\dot{z}(0) + \{s + 2\zeta\omega_n\}}{(s+\zeta\omega_n)^2 + \omega_d^2} + \left\{\frac{-A\alpha}{s^2+\alpha^2}\right\}\left\{\frac{1}{(s+\zeta\omega_n)^2+\omega_d^2}\right\} \tag{16}$$

Eq. (16)을 활용하여 충격 응답을 분석한 결과는 Table 6과 같다[7,8]. 3종의 실리콘 고무 모두 목표로 했던 충격 응답 52g 이하 조건을 충족할 것으로 예측된다.

Table 6. Analysis result of shock test

Shore Hardness	Analysis
Sh A 20	41.6g
Sh A 30	38.9g
Sh A 40	39.4g

2.6 경도별 충격 시험 결과

Fig. 13은 방진조립체의 실리콘 고무 경도별 충격 시험 결과이며, 예상 충격량과 실제 시험 결과는 최대 4.4%의 오차를 보였으며 Table 7에 결과를 정리했다.

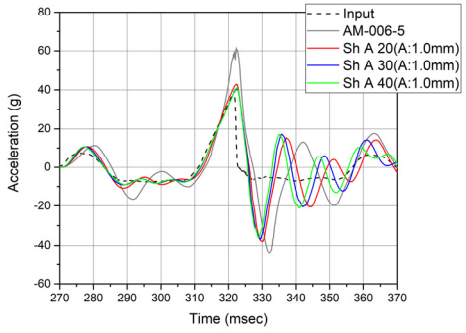

Fig. 13. Shock data when A is 1.0mm

Table 7. Compare results of shock test and analysis

Shore Hardness	Response (x-axis)	Analysis (x-axis)	Error(%)
Sh A 20	42.9g	41.6g	3.0%
Sh A 30	40.7g	38.9g	4.4%
Sh A 40	41.2g	39.4g	4.4%

제안한 방진조립체는 고무 경도가 증가할수록 시스템의 충격응답을 기존 61.6g 대비 33.9% 감쇄시킬 수 있었다. 목표로 설정했던 충격 응답 52g 이하는 3종의 실리콘 고무 모두 충족했다.

2.4 눌림량별 충격 시험 결과

Sh A 20과 30 두 종류의 경도에서 눌림량을 1.0mm, 1.5mm 조건으로 시험을 진행했다. 충격 응답은 Fig. 14와 Table 8과 같이 방진조립체의 눌림량이 0.5mm 증가하면서 Sh A 20과 Sh A 30의 충격 응답은 각 2.8%, 0.7% 감소했다.

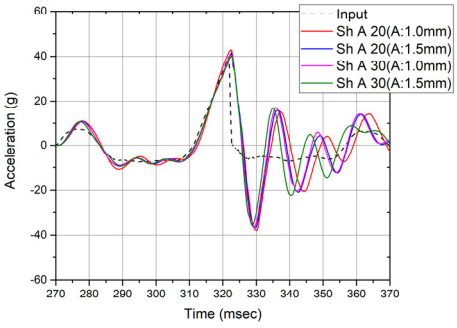

Fig. 14. Shock data when A is 1.0mm and 1.5mm

Table 8. Shock response of x axis according to the change of value A

Shore Hardness	Response (x-axis)
Sh A 20(A:1.0mm)	42.9g
Sh A 20(A:1.5mm)	41.7g
Sh A 30(A:1.0mm)	40.7g
Sh A 30(A:1.5mm)	40.4g

3. 결론

본 논문에서는 실리콘 고무의 경도와 눌림량을 조절할 수 있는 방진조립체를 실험적으로 검증했으며, 결과를 요약하면 다음과 같다.

1) 장비의 구조 고유진동수와 방진구의 고유주파수를 해석하여 충격 응답을 수치적 시뮬레이션으로 예측할 수 있었으며, 이는 시험 결과와 최대 4.4%의 오차를 보였다.
2) 제안된 방진조립체를 적용한다면 허용된 공간 안에서 고무의 경도와 눌림량에 변화를 주어 충격 응답을 기존 대비 최대 34.4%로 감쇄시킬 수 있었다.
3) 본 사례에서는 충격 응답 감쇄에 대하여 분석했으나, 실제 장비에 방진조립체를 적용하면 시스템 강성의 변화로 고유진동수에 영향을 줄 것이다. 이는 방진조립체 적용 제한조건이 될 수 있다. 향후 연구에서는 방진조립체를 실제 장비에 적용하고, 고유진동수 측면에서 장비에 미치는 영향성을 분석할 것이다.

References

[1] S. W. Kim, *A study on Dynamic Parameters Identification of Elastomeric Isolator in the Aeriel EO equipment with Muti-axis Gimbal*, Ph.D dissertation, KAIST, pp. 2.

[2] J. M. Cho, J. I. Bae, I. M. Kim and H. S. Lee,, 2018, "Dynamic Response of Isolator Mounted Optical Bench for Aircraft POD," *KSAS 2018 Fall Conference,* pp. 712~713.

[3] J. H. Cha, M. J. Shin, H. I. Jeon, "A Study on Quality Improvement of EOTS Shock Test for 30mm Wheel Type Air Defense System", *Journal of the Korea Academia-Industrial,* Vol. 23, No. 11, pp. 492~497, 2022,
DOI: https://doi.org/10.5762/KAIS.2022.23.11.492

[4] K. S. Kim, "Shock Displacement Analysis and Test of the Elastomer Isolator for Electro-Optical Tracking System", *KSME,* Dec. 2021, pp. 1944~1947.

[5] Aerospace & Defense Isolator Catalog, pp. 6~60.

[6] U.S. Department of Defense, Department of Defense Test Method Standard, Revision 2019, MIL-STD-801G.

[7] Tom Irvine, The Response of a Single-degree-of-freedom System Subjected to Combined Force and Base Excitation, Revision A, www.vibrationdata.com/tutorial_alt/sdof_force-accel.pdf, Jan. 2012

[8] Tom Irvine, Response of a Single-degree-of-freedom System Subjected to a Classical Purlse Base Excitatation, Revision A, www.vibrationdata.com/sbase.pdf, Aug. 1999

안 병 국(Byungguk An) [정회원]

- 2011년 2월 : 한국과학기술원 (기계공학사/경영공학사)
- 2016년 7월 ~ 현재 : 한화시스템 기계설계팀 선임연구원

〈관심분야〉
기계/재료, 국방과학

전 용 구(Yonggu Jeon) [정회원]

- 2003년 2월 : 영남대학교 기계공학부 (기계공학사)
- 2013년 2월 : 금오공대 기계진동학과 (기계공학석사)
- 2002년 11월 ~ 현재 : 한화시스템 기계설계팀 수석연구원

〈관심분야〉
정보경영, 정보통신