방진 고무를 포함한 항공 감시 정찰용 짐발 구조 시스템의 충격 해석

이상은*, 이태원#, 강용구**

(*, # 금오공과대학교 기계설계공학과, ** LIG넥스원)

Shock Analysis of Gimbal Structure System Including Rubber Vibration Isolator in a Observation Reconnaissance Aircraft

Sang Eun Lee*, Tae Won Lee#, Yong Goo Kang**

(Received 8 January 2014; received in revised form 21 February 2014; accepted 19 March 2014)

ABSTRACT

A camera module that gathers visual information via aerial observation reconnaissance is equipped inside a gimbal structure. This gimbal structure system must reduce dynamic responses in order to obtain clear images under all circumstances. Among many design specifications for this system, there is MIL-STD-810G as a shock standard. This specification indicates a limitation of the acceleration of the camera module under a base shock excitation on the gimbal structure. The satisfaction of this condition can usually be proved by experiment, because it includes bearings and dynamic isolators made of rubber. Numerical analysis must be proposed for design improvement of the gimbal structure. To achieve this goal, transient response analysis for the base shock excitation was performed using the finite element method. Experimental results were compared with numerical solutions and it is shown that the present method is useful.

Key Words : Observation Reconnaissance(감시정찰), Gimbal(짐발), Finite Element Method(유한요소법), Base Shock Excitation(기초 충격 가진), Rubber(고무), Vibration Isolator(방진), Large Mass Method(거대질량법)

1. 서 론

감시 정찰용 항공기에 탑재되는 터렛(turret) 내부에 위치한 짐발 구조 시스템은 카메라를 지지하고 이를 구동시켜 영상을 획득하는 시스템으로 고각(elevation) 및 방위각(azimuth) 방향의 2자유도 회전 운동을 통하여 원하는 위치를 추적한다. 이 시스템은 Fig. 1에서 보는 바와 같이 수많은 부품으로 구성되어 있는데 크게 카메라 모듈과 안정화 구동장치로 나눌 수 있다. 카메라 모듈은 직접적으로 영상을 획득하는 부분으로 EO광학계, IR광학계 및

* Seeker & EO/IR R&D Lab., LIG NEX1 Co. Ltd.

Corresponding Author :

Department of Mechanical Design Engineering, Kumoh
National Institute of Technology
E-mail : twlee@kumoh.ac.kr

** Department of Mechanical Design Engineering, Kumoh
National Institute of Technology

Fig. 1 Assembled Gimbal structure system with camera module and stabilization drive device

이를 제어하는 전자보드 등으로 구성된다. 안정화 구동장치는 카메라 모듈을 지지하며 카메라의 시선지향을 위해서 구동을 하는 부분으로 베어링, 모터, 위치센서 및 방진구 등을 포함하여 짐발 메인 프레임에 조립되어 있다.

항공기에 장착된 짐발 구조 시스템은 비행으로 인하여 공기로부터 전달되는 불규칙 진동을 포함하여 엔진 진동과 그 밖의 돌발 상황으로 인한 충격 등 매우 열악한 조건하에서도 안정적으로 동작하여야 한다. 이와 같은 진동 및 충격은 짐발 구조 시스템에 영향을 미쳐 영상의 선명도 등 기능 저하 및 기계의 파괴를 유발할 수 있으므로 설계 단계에서 진동 특성과 충격 특성을 분석하는 것은 매우 중요하다. 감시 정찰용 짐발 구조 시스템의 진동 특성에 관한 연구는 Lee 등^[1,2]에 의하여 다루어졌으나 충격 특성에 관한 연구는 미미하다. 한편 진동 특성 해석이 아니라 제어 관점으로 Back[3]과 Yang 등^[4]이 진동과 충격이 고려된 시스템에 관한 연구를 수행하였다.

일반적으로 항공기가 급기동과 급선회 시 받는 최대 가속도는 중력 가속도의 9배 이상이며, 경착

륙(hard landing)시에는 중력 가속도의 20배 정도의 가속도가 매우 짧은 시간 동안 항공기 동체에 발생한다. 동체의 충격 가속도가 Fig. 1에서 방진장치(isolator)로 표시된 기초부에 전달되어 결국 카메라가 진동하게 된다. 이는 단순화하여 설명하면 기초부에 충격 가속도가 발생할 때 구조물의 동적 거동으로 일반적인 충격하중 문제와 다르다. 물론 연구 대상인 짐발 구조 시스템은 2축 회전운동을 위한 베어링과 위치센서 및 모터를 포함한 복잡한 구조물일 뿐 아니라 외부 충격의 영향을 최소화하기 위한 방진장치도 설치되어 있어 해석학적 보다는 수치적 접근이 필요하다.

방진재로 사용되는 고무는 감쇠가 클 뿐 아니라 강성계수 역시 여러 가지 요인에 의해 크기가 달라진다. 이와 같은 이유로 고무와 같은 방진장치들을 포함한 구조물은 정확하게 충격으로 인한 거동 예측이 불가능하다. 더구나 충격하중이 아니라 기초부에 충격 가속도가 부여된다면 이는 단순한 문제가 아니라 Lee 등^[1,2]의 연구에서 보듯이 변위 구속조건의 부재로 인해 충격해를 구하기 위해 특별한 기법^[5,6]을 사용하여야 한다. 기초 가진의 경우 가속도 응답률을 구하기 위하여 직접변위법(direct displacement method)도 사용될 수 있으나 가속도 응답이나 충격 응답을 계산하기 위해서는 현재까지 거대질량법(large mass method)이 유일한 방법이다. 거대질량법은 충격 가속도가 부여된 기초부에 상대적으로 큰 가상의 질량을 추가하여 기초 가진 문제를 푸는 기법이다. 이 방법을 적용하여도 본 연구는 기초부에 감쇠계수가 존재하므로 충격 가속도를 받는 Fig. 1의 짐발 구조 시스템의 동적 거동 계산은 모드중첩법(modal superposition method)은 불가능하고 단지 과도응답해석(transient response analysis)만이 가능하다. 과도응답해석은 적당히 짧은 구간으로 시간을 나누어 각각의 시간에 대하여 직접 시간 적분법을 이용하는 것으로 본 연구에서는 범용 유한요소 프로그램인 ANSYS 13.0^[7]에서 시간 적분법으로 Newmark algorithm을 선정하여 충격해를 구하였다.

단순화 모델링을 통하여 베어링부분과 방진장치들은 유한요소해석에서 스프링요소와 감쇠요소로 대체된다. 그런데, 본 연구 대상인 짐발 구조 시스템

템의 방진에 사용된 고무계통인인 BTR[®]Elastomer의 강성은 스트레인(strain)과 주파수(frequency)에 대한 민감성 때문에 정적, 동적, 충격하중에 대하여 매우 다른 특성^[8]을 보인다. 즉, 강성계수와 감쇠계수는 일정한 값이 아니다. 그러므로 본 연구에서는 불가피하게 제조업체에서 제시하는 사용조건에서 일정한 상수인 강성계수와 감쇠계수를 사용하여 수치적으로 과도응답을 계산하였다. 그리고 실제로 모델을 제작하여 동일 조건으로 실험을 수행하였고 이 실험결과와 유한요소법을 이용한 해석 결과와 비교 분석하여 제안된 수치적 방법의 신뢰성을 검증하였다.

2. 해석 모델

Fig. 1의 짐발 구조 시스템은 상하 대칭 구조로 되어 있는 8개소에 방진장치가 설치되어 앞 날개부의 위치에 해당하는 항공기 동체의 외부에 고정되는 터렛 내부에 탑재된다. 카메라 모듈은 안정화

구동장치의 고각 회전부위에 있는 카메라 커넥터에 삽입되어 고정된다. 고각과 방위각 2축 회전운동을 위한 각접촉(angular contact) 볼 베어링 4쌍이 상하 좌우 중심축에 조립되어 있다. 또한 상측, 우측에 모터(motor) 2쌍이 각각 조립된다. 카메라 모듈은 기구물, 전자부품 및 광학렌즈 등으로 구성되어 있어 매우 복잡한 형상이나 제어 목적으로 무게 중심을 짐발 구조 시스템의 중심에 맞추도록 설계 제작한다. 그러므로 카메라 모듈은 단순화하여 짐발 구조시스템 중앙에 위치한 집중 질량으로 처리할 수 있고, 모터 역시 집중질량으로 다룰 수 있다. 집중질량으로 모델링되는 카메라 모듈부의 질량은 12 kg이고 각 모터의 질량은 0.51 kg이다. 이를 고려하여 Fig. 1의 단순화한 유한요소모델링은 Fig. 2와 같다. 참고로 Fig. 2에서 y방향은 항공기 길이 방향이고 x는 항공기 날개 방향으로 횡방향이며 z는 비행고도를 나타내는 수직방향이다.

현 연구 대상인 짐발 구조 시스템에서 회전운동을 위한 각접촉 볼 베어링은 강성을 증가시키고 회전각도의 정확성을 높이기 위해서 Lee 등^[2]의 연구에서 설명한 back-to-back 예압 방식을 채택하여 조립되었다. 이 베어링들은 Timken Company에서 제작된 것으로 축 방향 강성과 반경 방향 강성은 Table 1와 같다.

이외에도 Fig. 1에서 표시된 8군데 방진고무는 충격 가속도를 받는 기초부인데 카메라가 선명한 영상을 얻기 위하여 대부분의 충격 가속도를 이 방진장치들에서 흡수하여야 하므로 이들은 적절한 강성과 높은 감쇠효과를 가지고 있어야 한다. 그러

Fig. 2 Finite element model for gimbal structure system

Table 1 Stiffness for angular contact ball bearing

P/N	Axial Stiffness	Radial Stiffness
S2128	11000 kN/m	33000 kN/m

Table 2 Stiffness for elastomer AM004-8

P/N	Axial Stiffness for Shock	Radial Stiffness or Shock
AM004-8	20.84 kN/m	20.84 kN/m

므로, 현 연구대상에서는 방산용으로 많이 적용되는 재료인 BTR@Elastomer AM004-8[9]을 사용하였고 2개를 back-to-back 방식으로 결합 부착하였다. AM004-8 방진장치 하나가 견딜 수 있는 최대지지하중은 17.658 N이며, 자체의 질량은 0.013 kg이며 제조사가 발표한 충격강성은 Table 2에 기술되어 있다.

한편 방진을 위하여 가장 중요한 BTR@Elastomer AM004-8의 감쇠비는 0.16이고, 유한요소해석에 필요한 감쇠계수는 잘 알려진 식 (1)로부터 계산된다.

$$c = 2\zeta\sqrt{mk_{shock}} \quad (1)$$

위 식에서 c 는 감쇠계수, ζ 는 감쇠비, m 은 방진장치의 최대지지하중을 중력 가속도로 나눈 값이고, k_{shock} 은 Table 2에 기술한 충격 강성이다.

현 짐발 구조 시스템에서 구조적 강성이 필요한 회전부위와 방진장치를 지지하는 구조물 등은 티타늄 6Al-4V-EL1과 스텐레스 스틸 STS303로 만들어 졌으며, 나머지 부분은 알루미늄 6061-T6로 제작되었다. 이들에 대한 재료 물성치는 Table 3과 같고 감쇠비는 주모드에 대하여 대부분의 금속 구조물에 경험적으로 사용하는 2 %로 설정하였다.

앞에서 설명한 질량, 강성계수, 감쇠계수 및 재료의 물성치를 상용코드 ANSYS 13.0에 적용하여 기초부에 충격 가속도가 가해진 경우 짐발 구조 시스템의 동적거동을 수치적으로 구하였다. Fig. 2에서 보는 바와 같이 Table 3의 물성치가 적용된 모든 유한요소는 8절점 3D-structure solid element로 모델링하였고 카메라 모듈부와 구동 모터는 절점

질량 요소인 MASS21, 베어링은 스프링 요소인 COMBIN14, 비행기 터렛에 결합되는 8개의 방진장치는 스프링-댐퍼 요소인 COMBIN14로 대체 적용하였다. 최종적으로 모델링에서 사용된 전체 유한요소개수는 21015개이고 절점개수는 29499개이다.

3. 충격 가진 거동

3.1 실험

연구대상인 짐발 구조 시스템이 충격에 견딜 수 있도록 제작되었는지 판단하고 제안된 수치해석 방법의 타당성을 검증하기 위하여 충격 실험을 하

Fig. 3 V9-440-HBT1500C 176K vibration experiment device

Fig. 4 Jig and gimbal structure system for base shock excitation

Table 3 Material properties of gimbal structure

Material	Aluminum 6061-T6	Stainless Steel STS 303	Titanium 6Al-4V EL1
Young's Modulus	68.9 GPa	193 GPa	116 GPa
Poisson's rate	0.33	0.25	0.34
Density	2700 kg/m ³	8000 kg/m ³	4500 kg/m ³

Fig. 5 Shock acceleration excited on the base of gimbal structure system from MIL-STD-810G

였다. 충격을 발생하기 위하여 Fig. 3의 Ling Dynamic Systems에서 제작된 V9-440-HBT1500C 176K 전자기 진동시험 장비를 사용하였다. 이 장비에서 생성할 수 있는 최대 충격 가진력은 315.3 kN이다. Fig. 1의 짐발 구조 시스템을 Fig. 4의 치구에 고정하여 Fig. 3의 실험 장비 위에 설치하였다. 즉, Fig. 3의 장비에 충격 가속도를 가진하면 치구를 통해 짐발 구조 시스템의 기초부가 가진되는 형태이다. 가속도 응답을 측정하기 위하여 Fig. 4에서 보듯이 치구부와 카메라 모듈의 무게 중심 부분에 가속도 센서를 부착하였다.

항공기에 탑재되어 운용되는 짐발 구조 시스템이 신뢰성 평가 시 적용 받게 되는 기초부의 충격 가속도 설계 조건은 MIL-STD-810G[10]의 “Method 516.6 Shock”에서 규정하고 있는 Fig. 5와 같은 톱니파형의 기초 충격 가속도이다. 중력가속도를 G라 표현하면 Fig. 5에서 A_m 으로 표시된 Peak 가속도는 20G이고 T_D 로 기술된 test duration은 11 msec이다. 이 톱니파형 충격 가속도가 Fig. 3의 시험장비에서 발생되어 연구대상인 짐발 구조 시스템의 8 군데 방진부위에 각 x, y, z 방향으로 가해졌고 0 ~ 100 msec까지 카메라 모듈부의 모든 절대 가속도 값을 측정할 수 있다. 그러나, 본 연구의 목적은 제시한 해석적인 방법의 타당성 여부를 실험을 통하여 입증하는 것이므로 3방향의 가속도를 모두 다루기보다 여기서는 단지 z 방향의 기초 충격 가속도 실험만 수행하였다.

3.2 해석

실험과 동일한 기초부에 Fig. 5의 충격 가속도가 작용하는 경우 2장에서 설명한 모델링과 기법을 적용하여 유한요소법으로 충격 거동을 해석하였다. 해석 결과는 모든 방향에서 쉽게 구할 수 있으나 본 연구에서는 실험과 비교를 위하여 z방향만 충격 해석하였다.

기초부의 충격 가속도가 가해지는 문제의 수치 해석이 어려운 이유를 살펴보기 위하여 먼저 유한요소방정식을 살펴보자.

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{0\} \quad (2)$$

위에서 $[M]$ 은 질량행렬, $[C]$ 는 감쇠행렬, $[K]$ 는 강성행렬을 나타내며 $\{u\}, \{\dot{u}\}, \{\ddot{u}\}$ 는 변위, 속도, 가속도 벡터이다. 식 (2)를 풀기위하여 변위 구속 조건과 초기에서 전체 변위 및 속도 조건이 요구된다. 불행히도 기초 가진 문제는 식 (2)의 해를 위하여 필요한 조건 대신 기초부에 Fig. 5의 가속도 조건만이 존재하므로 일반적인 접근 방법으로 수치 해석이 불가능하다.

기초 가진의 경우 조화해석은 Lee 등^[1]의 연구에서 기술하였듯이 최종해의 동일성을 이용한 직접변위법과 가진이 작용하는 기초부에 상대적으로 큰 가상 질량을 생성하여 이를 이용하는 거대질량법 두가지가 있다. 그러나 기초부에 충격 가속도가 가해지는 경우는 단지 거대질량법^[5,6]만이 유일한 해석 방법이다. 이러한 이유로 본 연구는 거대질량법을 적용하여 짐발 구조 시스템의 충격 거동을 해석하였다. 거대질량법은 가상으로 생성된 거대질량에 가속도항을 곱한 동적인 하중을 기초부에 부여하는 방법으로 이 때 기초부의 변위와 속도 초기조건은 0이다. 한편 동적 문제의 수치해법으로 시간 적분법인 Newmark algorithm을 적용하였고 0 ~ 100 msec에 대하여 0.5 msec로 200구간으로 나누어 운동방정식 (2)의 과도 응답 해를 구하였다.

3.3 해석결과와 실험결과

3-2 절에서 제안된 해석방법의 타당성을 증명하기 위하여 수치해법에 의한 카메라 모듈부의 가속

Fig. 6 Shock response of camera module in the z-direction by experiment and FEM

도 값과 3-1절의 실험결과를 Fig. 6에서 비교하였다. Fig. 6에서 가속도 응답 결과는 중력가속도 G 를 기준으로 하여 표시하였다.

Fig. 6을 보면 실험 결과의 가속도 곡선은 노이즈(noise)의 영향을 많이 받고 있다. 이는 가속도 센서 S/N비 외에도 기초부에 충격 가속도를 가하기 위하여 실험장비에 설치된 치구의 영향도 일부 있다. 이러한 점을 고려하여 카메라 모듈부의 가속도에 대한 수치해석 결과와 비교하면 전체적으로 0 ~ 100 msec 시간에 대하여 두 값이 거의 일치함을 볼 수 있다. 다만 초기 시간 0 msec에서 실험에 의한 측정 가속도 값이 -5G로 나타나는데 이는 실험장비에서 Fig. 5의 충격 가속도 가진을 발생할 때 생기는 관성력과 노이즈의 영향으로 판단된다. 그리고 가속도 크기 관점에서 보면 카메라부의 가속도 응답 결과 중 3차 peak 가속도는 거의 두 결과가 일치하나 1, 2차 peak 가속도는 실험값이 해석 결과보다 약간 크다. 뿐만 아니라 peak가 발생하는 시간도 두 값이 약간의 오차가 있음을 알 수 있다.

해석과 실험의 정확한 오차를 살펴보기 위하여 카메라 모듈부의 peak 가속도 값과 발생 시간을 Table 4에 정리하였다. Table 4를 보면 peak 가속도들의 발생 시간 오차는 첫 번째 peak 가속도 부분이 가장 크나 그 값도 7.9 %로 오차가 비교적 작다. 한편, 카메라부의 최대 가속도 결과를 보면 세

Table 4 Peak acceleration and time of camera module by experiment and FEM in the z direction

		Time	Acceleration
1	FEM	14.50msec	11.0G
	Experiment	15.75msec	13.4G
	Error (%)	7.9	17.9
2	FEM	39.50msec	-10.54G
	Experiment	40.41msec	-13.04G
	Error (%)	2.2	19.1
3	FEM	62.50msec	8.3G
	Experiment	64.08msec	8.4G
	Error (%)	2.4	1.1

번째 peak 가속도는 오차가 거의 없으나 두번째 peak 가속도에서 최대 19.1 %로 큰 오차가 나타난다. 이는 측정 오차와 노이즈의 영향뿐 아니라 해석과 달리 실험에서는 치구 사용으로 인한 영향도 일부 있다. 또한, Petrone와 Lacagnina^[8]의 연구에서 보듯이 고무 등의 강성계수와 감쇠계수는 정적 예압과 동적 하중의 변화에 따라 다르게 나타나는데 현 연구에서는 Table 2에 표현된 일정한 상수값을 사용한 이유로 오차가 발생한 것으로 판단된다.

이러한 peak 가속도 값의 오차에도 불구하고 노이즈가 고주파라는 사실을 감안하여 Fig. 6를 보면 현 연구의 해석 결과는 그래프 형태가 가속도의 peak 크기를 제외하고 실험 결과와 매우 유사하다. 이는 현재의 수치해법이 매우 유용하다는 것을 설명한다. 중요한 것은 기초부에 충격 가속도가 가해지는 구조해석 방법이 정립되면 변위나 가속도 뿐만 아니라 실험으로 측정이 어려운 동적 응력까지 계산할 수 있는 장점이 있다. 본 연구에서는 응력이 주 관심이 아니므로 자세한 설명은 생략하였으나 참고로 Fig. 1의 짐발 구조 시스템은 z축 방향으로

방진부위에 Fig. 5의 충격 가속도가 가해지는 경우 최대 동적응력은 14.0 MPa로 계산되었다. 이는 Table 3에 기술된 각 부품의 물성치가 가지는 항복 응력 값보다 현저히 낮은 응력이다.

4. 결론

항공기용 카메라 짐발 구조 시스템의 설계 기준 중 하나인 MIL-STD-810G에 의하면 Fig. 5와 같은 톱니형의 충격 가속도를 기초부인 방진 고무부에 작용하여 카메라 모듈 중심부의 최대 가속도가 일정 수준 이하를 만족하여야 한다. 이를 실험적으로 증명할 수 있으나 해석학적 방법의 정립을 위하여 기초부에 발생한 충격 가속도 조건하에서 베어링 및 고무재질의 방진장치들을 모두 포함한 실제 짐발 구조 시스템의 과도응답해석을 수행하였다. 기초 가진의 경우 일반적인 방법으로는 수치해석이 불가능하며 특히 기초 가진이 충격 가속도인 경우는 유일하게 거대질량법만 적용할 수 있다. 그러므로, 본 연구는 거대질량법을 사용하고 잘 알려진 Newmark algorithm을 조합하여 기초부에 충격 가속도를 받는 구조물의 동적 해석 방법을 제안하였다. 물론 이 방법은 상용 유한요소해석 코드인 ANSYS 13.0의 APDL로 프로그래밍 하여 충격해를 구하였다. 그리고 제안된 방법의 유용성을 검증하기 위하여 동일한 조건으로 기초부에 충격 가속도를 발생시켜 카메라부의 가속도를 측정하는 실험을 하여 수치해와 비교하였다.

현재의 방법에 의한 유한요소해석 결과는 Fig. 6에서 보듯이 충격 실험 결과와 거의 유사한 형태를 보이고 있다. 다만 카메라 모듈부의 peak 가속도 크기가 최대 19.1 %의 오차를 나타내나 시간에 따른 가속도의 변화는 매우 유사한 양상을 보이고 있다. 이 peak값의 오차는 기초 가진을 위해 제작된 치구의 진동과 노이즈로 인한 것 뿐 아니라 방진고무의 예압 등 비선형성을 고려하지 않았기 때문이다. 실제로 고무재질은 방진에 탁월한 효과가 있지만 사용 조건에 따라 강성계수 및 감쇠계수가 달라진다. 만약 앞으로 고무의 비선형성이 정확히 규명되어 이를 적용하면 보다 향상된 수치해를 얻

을 수 있을 것이다. 그러나 현재는 단순화된 고무 특성을 적용할 수 밖에 없고 이와 같은 상황에도 불구하고 실험과의 비교 결과 본 연구의 해석 방법은 감시 정찰용 짐발 구조 시스템의 충격 설계에 적용이 가능하다.

후 기

“본 연구는 금오공과대학교 교수연구년제에 의하여 연구된 실적물입니다.”

REFERENCES

- (1) Lee, S. E. and Lee, T. W., “Vibration Characteristic Analysis of Gimbal Structure in Collection Equipment of Image Information, System with Observation Reconnaissance Camera Module”, Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers, Vol. 9, No. 2, pp. 20-25, 2010.
- (2) Lee, S. E. and Lee, T. W., “Vibration Characteristic Analysis of Gimbal Structure System with Observation Reconnaissance Camera Module”, Journal of the KSME(A), Vol. 35, No. 4, pp. 409-415, 2011.
- (3) Back, J. H., “Modeling on an Antenna Flexible Characteristics of a Prototype Gimbal with an Antenna and Major Design Factors to determine a System Bandwidth”, Journal of the KSME(A), Vol. 29, No. 5, pp. 743-753, 2005.
- (4) Cho, T. D. and Yang, S. M., “Robust Control of Hydraulically Operated Gimbal System”, Journal of Mechanical science and technology, Vol. 21, No. 5, pp.755-763, 2007.
- (5) Haberman, D., Sine-sweep test simulation in ANSYS using the large-mass and direct-displacement methods, Collaborative Solutions, Inc., 2000.
- (6) Kim, Y. W., Kim H. N. and Jung, M. J.,

“Mathematical Analysis on Large Mass Method for the Dynamic Responses of a Two-d.o.f Spring-Mass System Excited by Ground Acceleration”, Fall Conference of the KSME, pp. 933-932, 2010.

- (7) ANSYS, Users's Manual for Revision 13.0, ANSYS Inc., 2011.
- (8) Petrone, F., Lacagnina, M., Scionti, M., “Dynamic Characterization of Elastomers and Identification with Rheological Model”, Journal of Sound and Vibration, Vol. 271, pp. 339-363, 2004.
- (9) Lord, “Low Profile Avionics Mounts(AM Series)”, Lord Corporation, from <http://www.lord.com>
- (10) MIL-STD-810G., Department of Defense Test Method Standard for Environmental Engineering Considerations and Laboratory Tests, Method 516.6 Shock, 2008.