

방진을 고려한 항공 정찰용 카메라 모듈부의 진동특성에 관한 연구

A Study on the Vibration Characteristics of Camera Module for Aerial Reconnaissance Considering Vibration Isolator

이상은¹, 이태원^{2,✉}
Sang Eun Lee¹ and Tae Won Lee^{2,✉}

¹ LIG 넥스원 연구개발본부 전자광학센터 (EO/IR R&D Lab., LIG NEX1 Co., Ltd.)

² 금오공과대학교 기계설계공학과 (Department of Mechanical Design Engineering, Kumoh National Institute of Technology)

✉ Corresponding author: twlee@kumoh.ac.kr, Tel: 054-478-7375

Manuscript received: 2012.1.3 / Accepted: 2012.2.1

A Gimbal structure system in observation reconnaissance aircraft is made up of camera module and stabilization drive device supporting camera module. During flight for image recording, the aircraft undergoes serious accelerations with wide frequencies due to several factors. Though base excitation of stabilization drive device induces vibration of camera module, it must get the stable and clean images. To achieve this aim, acceleration of camera module must be reduced. Hence, vibration isolators were installed to stabilization drive device. Considering isolators and bearings in the stabilization drive device, vibration characteristics of gimbal structure system were analyzed by finite element method. For three translational direction, acceleration transmissibility of camera module was calculated by harmonic responses analysis in the frequency range of 5 ~ 500 Hz. In addition to, sine-sweep experiment were performed to prove correctness of present analysis.

Key Words: Gimbal (집발), Finite Element Method (유한요소법), Harmonic Responses Analysis (조화응답해석), Acceleration Transmissibility (가속도 전달율), Vibration Isolator (방진장치)

1. 서론

정보화 시대에는 많은 정보가 필요하며 실시간으로 업데이트되어야 한다. 정보취득에는 많은 방법이 있으나 비행기나 인공위성과 같은 운송수단에 의한 영상이나 음성정보를 얻는 것이 효과적으로 짧은 시간에 많은 정보를 얻을 수 있다. 이 중 카메라에 의하여 수집되는 영상정보는 시각적 정보를 정확하게 전달하는 큰 장점을 갖고 있다. 빠른 이동 중에도 정밀하고 선명한 영상정보를 얻기 위하여 카메라를 포함한 전자장비의 성능도 중요

하지만 이동 중 발생하는 진동 등 외부조건에서도 장비가 안정적으로 작동하여야 한다.

일반적으로 비행기나 함정 등 운송체계에 장착되는 영상정보 수집장비는 집발 구조 시스템으로 구성되어 있다. 이 시스템은 크게 영상을 획득하는 카메라 모듈과 이를 지지하면서 고각(Elevation)과 방위각(Azimuth)으로 2 축 회전운동을 하여 카메라의 시선을 목표물에 지향, 추적 및 탐색하는 안정화 구동장치(Stabilization Gimbal)로 나누어진다. 물론 카메라 모듈은 가시광 카메라, 적외선 카메라 및 이를 제어하여 영상신호를 획득하는 전자제

어보드까지 포함된다.

영상정보 수집을 위한 항공기용 짐발 구조 시스템은 안전성을 확보하기 위하여 높은 강성을 필요로 하며 경량화 때문에 무게 및 크기에 큰 제한이 따른다. 이 조건 외에도 어떠한 외부상황에서도 카메라의 시선 지향 및 추적이 안정적이어야 한다. 그런데, 항공기를 포함한 다양한 수송체계에 탑재되어 운용되는 영상정보 수집 장비는 비행시 내부에서 발생하는 주기적인 진동과 공기 점성 및 마찰에 의한 공력 그리고 관성력 등 다양한 외부가진이 일어날 수 있는 환경에 노출되어 있다. 이러한 외부 조건들은 카메라 모듈부의 진동을 유발하여 선명한 영상을 얻는데 장애로 작용한다. 상술하면 영상 정보 수집 장비가 장착된 항공기로부터 광범위한 범위 내의 진동수를 갖는 기초 가진이 발생하는데 특별한 경우를 제외하고는 짐발 구조시스템의 공진을 피할 수 없다. 그러므로, 외부가진의 영향을 최소화하기 위하여 방진구조가 확보되어야 한다.

참고로 현 연구대상인 항공기용 짐발 구조 시스템은 정찰 비행에서 발생하는 가진 진동수의 범위는 5 ~ 500 Hz 이고 x, y, z 방향의 1 차 고유진동수의 경우 능동제어가 가능한 30 Hz 이내가 되어야 한다. 또한 카메라 모듈부의 최대 가속도 전달율은 3 이하로 설계되어야 하며 각 방향의 2 차 이상의 고유진동수 경우 200 Hz 이상으로 능동제어가 불가능한 영역이므로 항공기로부터 전달되는 범위의 다양한 가진에 따른 카메라 모듈부의 가속도 전달율은 1 이하의 작은 값이어야 한다.

설명한 바와 같이 항공기에 장착된 영상정보 수집 장치는 사용 환경에서 발생하는 기초 가진에 대하여 정확하고 선명한 영상 취득을 위하여 카메라 모듈부의 가진이 최소화 되도록 설계되어야 한다. 그러나, 그 중요성에도 불구하고 짐발 구조 시스템의 진동 특성에 대한 연구는 미미하다. 먼저 Back¹ 은 외부 가진에 대한 시스템의 진동을 고려한 설계가 이루어졌다는 전제하에 짐발 구조 시스템의 제어 대역폭 결정을 연구하였으며, Cho 와 Yang² 등 역시 시스템 제어 관점에서 짐발 구조 시스템을 다루었고 Kwon³ 은 회전운동체 진동의 능동제어 관점에서 연구가 이루어 졌다. 한편, Lee⁴ 등은 단지 방진구조가 없는 짐발 구조 시스템의 진동 특성에 대한 수치해석을 수행하였고 실험적으로 증명하지 못하였다.

전달율이란 기초 가진에 대한 시스템의 응답을 의미한다. 여기서 응답은 크게 힘, 변위 및 가속도로 나눌 수 있다. 그 중 항공기용 카메라 모듈부에서 영상 취득은 가속도의 크기에 따라 달라지고 이 크기가 작아야만 정확하고 선명한 영상을 얻을 수 있다. 광범위한 가진 진동수에 대한 전달율을 구하기 위하여 조화응답해석이⁵⁻⁷ 요구된다. 그런데, 현 연구대상인 짐발 구조 시스템은 Fig. 1 에서 보는 바와 같이 매우 복잡한 시스템이다. 형상이 복잡할 뿐만 아니라 2 축 회전운동을 위한 베어링과 방진장치(Isolator) 등 여러 부품들이 결합되어 있다. 실제로 베어링부분과 방진장치들을 포함한 구조물의 정확한 진동해석은 실험적 방법 외에 수치해법만 가능하므로 본 연구에서는 ANSYS 12.0⁸ 를 사용하여 조화응답해석을 수행하였다.

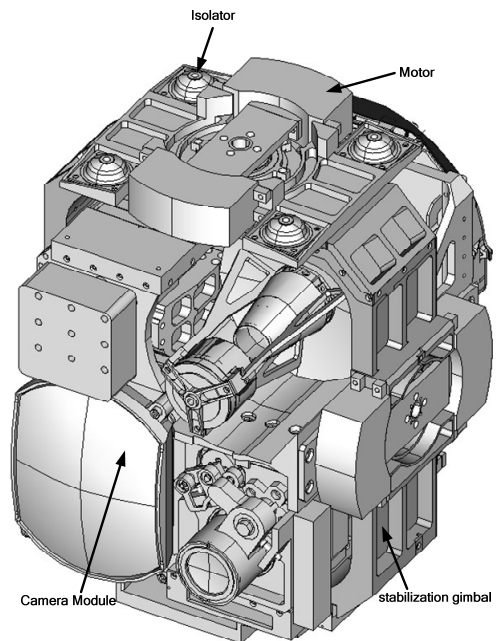


Fig. 1 Gimbal Structure System Assembled by Camera Module and Stabilization Drive Device

유한요소해석에서 베어링부분과 방진장치들은 스프링요소와 감쇠요소로 대체할 수 있고 이들의 강성계수와 감쇠계수는 실험적으로 구한 값을 사용한다. 그런데, 방진장치로 많이 사용되는 고무계통의 재질의 경우 강성계수가 사용조건에 따라 변한다. Petrone 와 Lacagnina⁹ 는 Elastomer 의 동적 거동은 적용된 하중과 가진 진동수가 증가함에 따라

강성이 증가하고 감쇠계수는 감소하며, 정적 예압이 증가할수록 강성도 증가한다고 발표하였다. 또한, Kim 과 Lim^{10,11} 등의 연구에는 의하면 일정한 진폭 하에 압축하중이 증가하면 강성이 비선형적으로 증가하고 감쇠계수는 약간 감소하는 경향을 나타낸다.

이와 같이 고무계통의 방진장치를 사용하는 경우 사용조건에 따른 정확한 강성계수와 감쇠계수를 설정하기 어렵다. 그러므로, 제조업체에서 제시된 값들을 기초로 조화응답해석을 수행하였다. 정확히 표현하면 Lee⁴ 등과 동일한 방법으로 5 ~ 500 Hz 진동수의 가속도 가진을 순차적으로 실제로 제작된 짐발 구조 시스템의 기초부에 sine-sweep 진동을 부여하여 카메라 모듈부의 진동 특성을 측정 한 후 결과들의 비교를 통하여 해석의 유용성을 검증하였다.

2. 유한요소해석

2.1 유한요소모델링

본 연구대상인 항공기용 짐발 구조 시스템은 카메라 모듈이 안정화 구동장치의 양쪽 커넥터에 삽입되어 고정되며, 방진장치는 상하 대칭으로 8 개소에 위치하여 항공기에 고정된다. 상하 좌우 중심 축에는 2 축 회전운동을 위한 볼 베어링 4 쌍과 상측, 우측에 모터(Motor) 2 쌍이 각각 조립된다. 카메라 모듈은 기구물, 전자부품 및 광학렌즈 등으로 구성되어 있어 매우 복잡한 형상이나 제어 목적으로 무게중심을 짐발 구조 시스템의 중심에 맞추도록 밸런싱(Balancing)되었다. 결국 카메라 모듈은 짐발 구조물 중앙에 위치한 집중 질량으로 처리할 수 있고, 모터 역시 집중질량으로 다룰 수 있다. 참고로 카메라 모듈의 질량은 12 kg 이고 각 모터의 질량은 0.51 kg 이다.

방진장치는 적절한 강성과 높은 감쇠효과를 가지고 있어야 한다. 또한, 외부에 항상 노출되어 운용되므로 넓은 온도범위에서 운용될 수 있는 재료 특성을 가져야 한다. 이런 시스템에 사용하기 적합한 재료로는 BTR® Elastomer 또는 BTRII® Elastomer 등이 있다. 현 연구에서는 BTR® Elastomer 로 제작된 Fig. 2(a)와 같은 AM004-8⁽¹²⁾을 사용하였고 Fig. 2(b)같이 Back-to-Back 방식으로 설치하였다. AM004-8 방진장치 하나가 견딜 수 있는 최대지지하중은 17.658N 이며, 자체의 질량은 0.013kg 이다. 또한 제조회사에서 제시한 감쇠비는

0.16 이고, 강성계수는 Table 1 에 기술되어 있다. 참고로 감쇠계수는 식 (1)로부터 계산된다.

$$c = 2\zeta m \sqrt{\frac{k}{m}} \tag{1}$$

위 식에서 c 는 감쇠계수, ζ 는 감쇠비, m 은 방진장치의 최대지지하중을 중력 가속도로 나눈 값이고, k 는 방진장치의 강성이다.

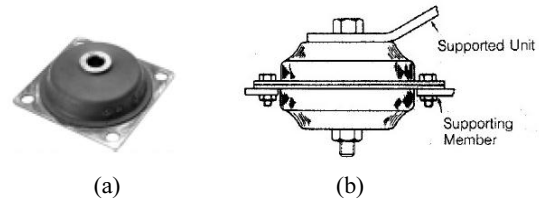


Fig. 2 Geometry of AM004-8 Isolator and Back-to-Back Mount Installation

Table 1 Performance Characteristic for AM004-8

P/N	Dynamic Axial Spring rate	Dynamic Radial Spring rate
AM004-8	30 kN/m	34 kN/m

한편, 안정화 구동장치와 카메라 모듈부의 회전운동을 지지하기 위한 각 접촉 볼 베어링은 축 방향과 반경 방향의 하중을 지지할 수 있다. 그러므로 베어링을 두 방향의 강성을 갖는 스프링 요소로 단순화할 수 있다. 베어링 역시 설치 조건 및 예압에 따라 강성이 달라진다. 현 연구모델에 사용되는 각 접촉 볼 베어링은 Timken Company 에서 제작된 것을 사용하였으며 실제 짐발 구조 시스템에 설치된 예압 조건에 맞추어 실험적으로 측정된 강성들을 사용하였다. 이 때 베어링의 예압량은 각 카메라간의 LOS(Line of Sight), 배율변환시의 LOS 및 동적하중을 고려하여 결정되었으며 결정된 예압량에 따른 베어링 강성계수들은 Table 2 와 같다.

Table 2 Stiffness of Each Direction for Angular Contact Ball Bearing

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

종합하면 카메라 모듈부와 구동 모터는 절점 질량 요소, 베어링은 스프링 요소, 방진장치는 스프링-댐퍼 요소로 단순화하여 Fig. 1의 짐발 구조 시스템을 모델링 하였다. 단순화된 부분을 제외하고 최종적으로 요소 분할된 모델링을 Fig. 3에 나타내었다. 사용된 요소는 ANSYS에서 제공되는 8절점 3D-Structure Solid Element이다. 물론 Fig. 3에는 도시되지 않았으나 카메라 모듈부, 구동 모터부 및 베어링부, 방진부분들은 해당 위치에 절점 질량 MASS21, 감쇠까지 포함하는 스프링 요소 COMBIN14로 정의하였다. 이러한 요소들을 포함하여 유한요소 모델링에서 사용된 전체 유한요소개수는 21015개이고 절점개수는 29499개이다.

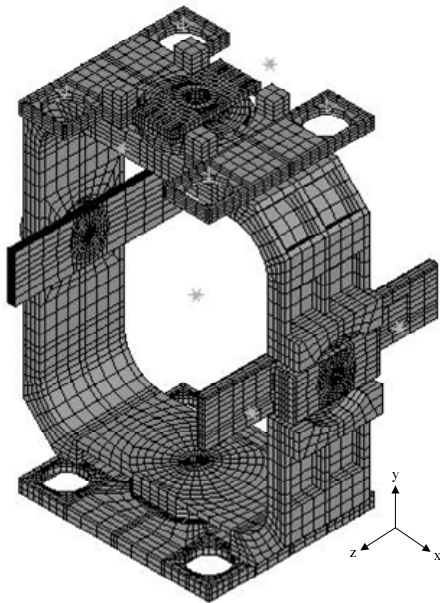


Fig. 3 Finite Element Model for Gimbal Structure System

현 연구대상인 짐발 구조 시스템은 항공기에 탑재되어 운용되므로 비행 시에 발생하는 열 변형 및 외력에 의한 변형에도 견딜 수 있도록 구조적 강성을 확보해야 할 뿐 아니라 항공기에 시스템의 중량이 부담을 주지 않을 정도로 가벼워야 한다. 이를 위해서 구조적 강성이 필요한 회전부와 방진장치를 지지하는 구조물 등은 티타늄 6A1-4V-EL1과 스테인레스 스틸 STS303을 사용하였고, 나머지부분은 알루미늄 6061로 제작되었다. 이들에 대한 재료 물성치는 Table 3과 같고

감쇠비는 금속 구조물에 경험적으로 사용하는 2%로 설정하였다.

Table 3 Material Properties of Gimbal Structure

Material	Aluminum 6061	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

2.2 고유진동해석

기초 가진에 의한 조화응답해석을 하기 전에 고유진동해석은 꼭 필요한 것은 아니나 고유진동수 근처에서 전달율이 크게 나타나고 고유모드에 대한 정보를 알 수 있기 때문에 조화응답해석을 하기 전에 필요하다. 본 연구에서 고유진동해석은 ANSYS 12에서 Block Lanczos 방법을 적용하여 고유 진동수와 고유 모드를 계산하였다. 참고로 고유진동해석은 감쇠를 무시한 결과이므로 고유진동수에서 최대 전달율이 계산되지 않는다.

수치적으로 계산할 수 있는 고유진동수들과 고유 모드들은 수 많이 존재하나 본 연구는 기초 가진 진동수 5 Hz~ 500 Hz 범위 내에 짐발 구조 시스템의 전달율에 관심이 있으므로 이 범위 내에 존재하는 고유 진동수만 Table 4에 기술하였다.

Table 4를 보면 1차, 2차 3차 24 ~ 26Hz 영역 내에서 고유진동수가 존재함을 알 수 있다. 이 고유진동수에서 고유 모드 형상은 대표적으로 1, 2 및 3차 고유 모드만 Fig. 4에 나타내었다. 1차 고유 모드는 y 축 방향, 2차 고유 모드는 x 축 방향 그리고 3차 고유 모드는 z 축 방향으로 단순 이동(translation) 진동으로 판단된다. 그러므로 Table 4에서 1, 2, 3차 고유진동은 실제로 각 방향의 1차 고유진동모드로 볼 수 있다.

Table 4 Natural Frequencies of Gimbal Structure System

Mode	Natural Frequencies	Mode	Natural Frequencies
1	24.24 Hz	5	297.63 Hz
2	25.83 Hz	6	337.31 Hz
3	25.96 Hz	7	355.09 Hz
4	284.11 Hz	8	455.01 Hz

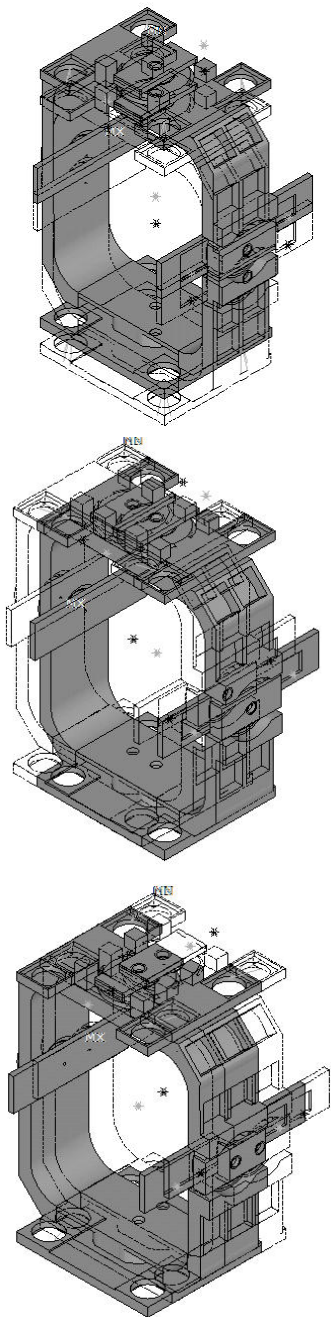


Fig. 4 1st, 2nd and 3rd Mode Shape for Gimbal Structure System

2.3 조화응답해석

조화응답해석을 하기 위해서는 일정 범위의 진동수를 갖는 외부 가진이 필요하다. 가진에는 변위, 힘, 속도 및 가속도 가진이 있으나 본 연구에

서는 가속도 전달율이 주 관심이므로 기초 가진 가속도로 인한 시스템의 응답 가속도만 계산하였다. 비행 중 짐발 구조 시스템은 x, y, z 각 방향으로 기초 가진 가속도를 받을 수 있고 2.2 절에서 보았듯이 3 방향으로 고유모드가 존재하므로 각각의 방향에 대하여 진동특성을 고찰하여야 한다.

가속도 전달율을 구하기 위하여 항공기에 고정되는 부위인 8 개의 방진 장치에 기초 가속도 가진이 가해지는 경우의 조화응답해석을 하였다. 이때 각 방향의 가진 가속도 범위는 5Hz ~ 500Hz 의 진동수이고 해석을 위해 1Hz 의 간격으로 총 495 회의 조화응답을 계산하였다 그러나, 불행히도 ANSYS 12 는 기초 가속도 가진을 직접 경계 구속 조건으로 부여하는 기능이 없기 때문에 변위 구속 조건을 이용하는 Direct Displacement Method⁽¹³⁾를 적용하여 조화응답해석을 수행하였다. 이 방법에 의한 가속도 전달율 계산 방법은 Lee⁽⁴⁾등에 설명되어 있다.

기초 가속도 가진의 크기를 1 로 정의하면 기초 가진 가속도에 대한 시스템의 응답 가속도가 바로 가속도 전달율이 된다. 관심 대상은 본 시스템의 핵심 부분인 카메라 모듈부의 가속도 전달율이다. 해석 결과는 실험과 비교한 4 장에서 상술하겠지만 간단히 기술하면 기초가진하에서 x 축 방향은 25.0Hz 에서 2.71, y 축 방향은 23.0Hz 에서 2.69 및 z 축 방향은 25.0Hz 에서 2.65 로 카메라 모듈부의 최대 가속도 전달율이 계산되었다. 최대 전달율이 고유진동수 보다 약간 낮은 진동수에서 나타나는 것은 2.2 절의 고유진동수는 감쇠를 고려하지 않고 구했기 때문이다.

3. 실험

제안한 해석 방법의 타당성을 검증할 뿐 아니라 실제의 진동환경에 대하여 성능저하나 고장이 일어나지 않을지, 또한 동적 진동응력에 견딜 수 있도록 시스템이 제작되었는지 여부를 판단하기 위하여 진동 실험이 시행되었다. 물론 LOS 관점에서 실험이 필요하나 본 연구는 기초가진으로 인한 카메라 모듈부의 가속도만 관심 대상이다.

가속도 실험은 Fig. 5 에서 보는 바와 같이 영국의 Ling Dynamic System 에서 제작된 V9-440-HBT1500C 176K 전자기 진동시험장비를 사용하였다. 이 시험장비는 최대무게 1800kg, 최대 가진력 105.035kN 까지 실험이 가능한 장비이며, sine-sweep

실험 시 최대 가속도는 150G, 확률(Random) 진동 시에는 최대 가속도는 70G 로 최대 진동수 2700Hz 로 가진할 수 있다.



Fig. 5 V9-440-HBT1500C 176K Vibration Experiment Device

연구 대상인 짐발 구조 시스템은 비행기 동체에 부착되나 진동실험을 위해 Fig. 6 과 같은 y 방향에 해당하는 치구의 좌우부에 방진장치 8 개가 볼트로 체결되어 Fig. 5 의 실험 장비에 고정하였다. 그리고 가진 가속도와 응답가속도를 측정하기 위해서 진동시험장비의 베이스와 카메라 모듈의 무게 중심부분에 가속도 센서를 부착하였다. 뿐만 아니라, 치구가 실험데이터의 신뢰성에 어느 정도 영향을 끼치는지 보기 위하여 치구의 중심부분에도 추가로 가속도 센서를 부착하였다.

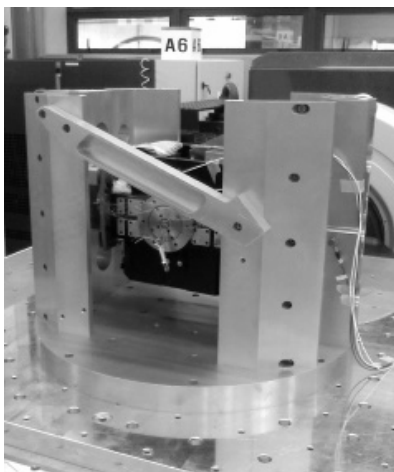


Fig. 6 Jig and Gimbal Structure System

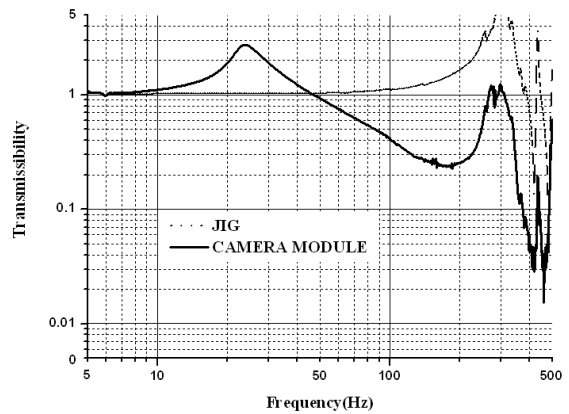


Fig. 7(a) Acceleration Transmissibility in the x-Direction by Experiment

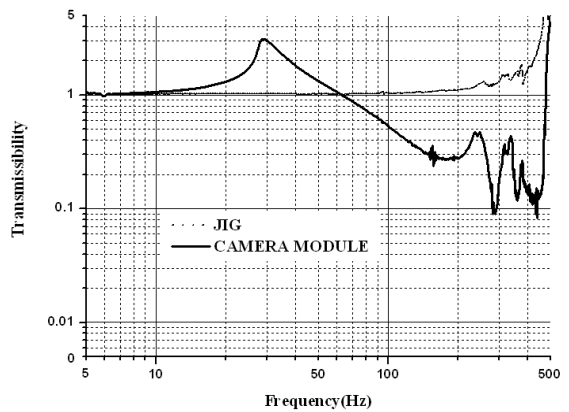


Fig. 7(b) Acceleration Transmissibility in the y-Direction by Experiment

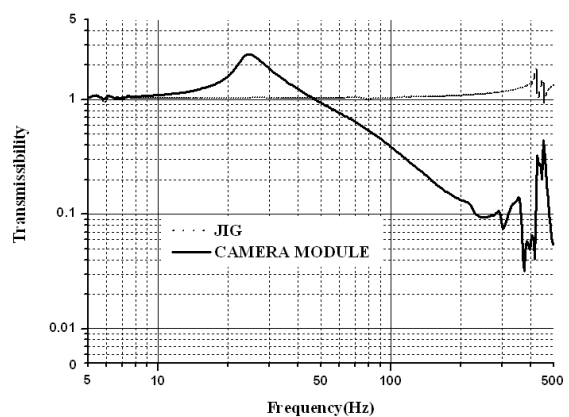


Fig. 7(c) Acceleration Transmissibility in the z-Direction by Experiment

진동시험장비의 베이스에 부착한 가속도 센서의 값을 기준으로 각 x, y, z 축에 대하여 1G의 증력가속도 값으로 sine-sweep 범위 5 ~ 500Hz에서 기초가진을 가한 후 모든 가속도 센서에서 측정된 절대 가속도 값을 수집하였다. 1G의 기초 가진 가속도로 실험을 진행하였으므로 모든 진동 주파수 영역에서 가속도 센서로부터 측정된 값에서 G를 생략하면 바로 측정 부위의 가속도 전달율이 된다.

실험 결과들을 로그 스케일로 도시한 Fig. 7을 보면 카메라 모듈부는 각 방향 성분으로 첫 번째 peak 점에서 가속도 전달율이 가장 크고 그 크기는 약 3 정도이다. 그러나, 비록 크기가 1 이하일지라도 두 번째 peak 점 이상에 해당하는 가속도 전달율은 peak가 여러 번 존재하는 불안정한 현상을 보이고 있다.

한편, 치구의 가속도를 보면 기초 가진 가속도가 150Hz 이하에서 각 방향의 전달율이 1 정도이나 z 방향을 제외하고 150 Hz 이상 진동수로 가진되면 측정된 가속도가 1보다 상당히 크거나 변화가 심하다. 이는 가진 장비에 장착된 제작된 치구에서 공진이 발생되어 카메라 모듈부에 영향을 끼침을 의미한다. 이상의 실험 결과로부터 카메라 모듈부의 가속도 측정값은 150 Hz 이하에서만 신뢰할 수 있기 때문에 4장에서 각 방향의 1차 고유진동에 주안점을 두고 실험과 해석 결과를 비교하기로 한다.

4. 실험결과와 해석결과의 비교

해석방법의 타당성을 증명하기 위하여 수치방법에 의한 카메라 모듈부의 가속도 전달율과 실험 결과를 기초 가진 범위 5 ~ 500Hz의 진동수에 대하여 Fig. 8에서 비교하였다.

Fig. 8을 보면 1차 peak 근처를 제외하고 대부분의 가진 영역에서 카메라 모듈부의 전달율이 1 이하로 1차 peak 점 외의 나머지 peak 점에서는 전달율이 상당히 작음을 알 수 있다. 또한 3 방향에서 최대 가속도 전달율을 보면 x, z 방향은 실험과 해석 결과가 30 Hz 근처까지 잘 일치함을 볼 수 있다. 그러나 y 방향에서 최대 가속도 전달율 크기는 비슷하나 최대값이 발생하는 진동수가 해석 값이 실험 값보다 상대적으로 작게 나타나고 있다. 뿐만 아니라 모든 방향에서 30 Hz 이상의 기초 가진의 경우 해석으로부터 구한 가속도가 실험결과 보다 작다. 이는 방진장치로 선정된 BTR® Elastomer

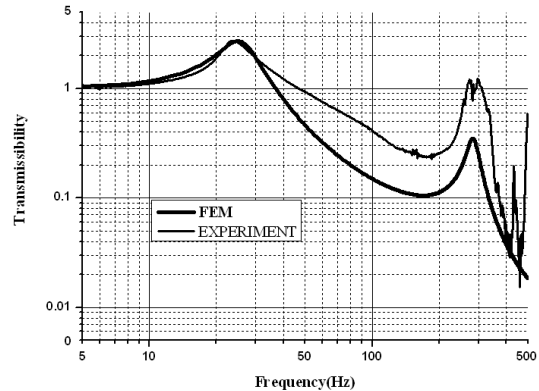


Fig. 8(a) Acceleration Transmissibility of Camera Module in the x-Direction by Experiment and FEM

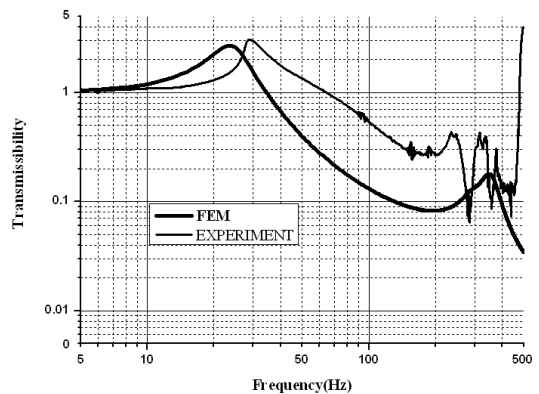


Fig. 8(b) Acceleration Transmissibility of Camera Module in the y-Direction by Experiment and FEM

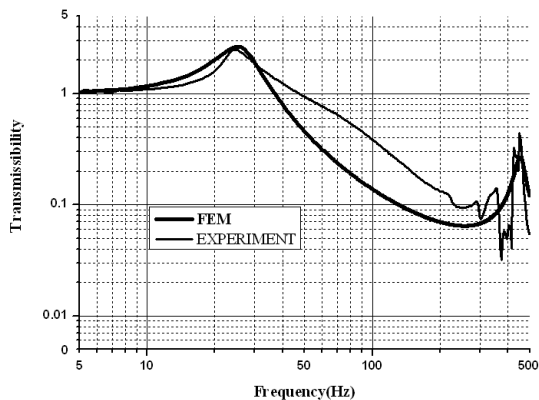


Fig. 8(c) Acceleration Transmissibility of Camera Module in the z-Direction by Experiment and FEM

의 특성¹³으로 이 재료를 일정한 강성계수와 감쇠계수로 정의하는 현재 기법의 한계를 보여준다.

각 방향에 대한 1 차 고유진동수를 제외한 나머지 고유 진동수부근의 가속도 전달율은 치구의 진동으로 인해 오차가 크다. 상술하면 x 방향의 가속도 전달율을 나타낸 x 방향의 가속도 전달율인 Fig. 8(a) 에서 실험에 의한 2 차, 3 차 peak 점의 진동수는 273.3Hz, 299.3Hz 로 나타났으나 수치 해의 경우 2 차 peak 점의 진동수 283.0Hz 으로 계산되었다. 카메라 모듈부의 가속도 전달율 역시 실험에 의한 결과가 1.2 정도 이나 수치 해는 0.35 이다. 이와 같은 오차는 실험결과를 나타낸 Fig. 7(a)에서 보듯이 300Hz 부근에서 치구의 가속도 전달율이 12.4 로 이는 치구에 의한 공진 가능성이 크다. 같은 이유로 y 방향, z 방향의 기초 가진에 대한 실험과 해석결과를 도시한 Fig. 8(b)와 Fig. 8(c)에서 2 차 이상의 peak 점의 카메라 모듈부의 가속도 전달율의 큰 오차는 x 방향과 마찬가지로 치구의 공진으로 발생함을 Fig. 7(b)과 Fig. 7(c)로부터 쉽게 알 수 있다.

실험 결과를 신뢰할 수 있고 해석 값이 비교적 잘 일치하는 각 방향의 1 차 고유진동수 부근에서 최대 가속도 전달율을 수치적으로 Table 5 에 기술하였다. Table 5 에 보듯이 x 방향과 z 방향의 최대 전달율과 진동수는 최대 3.6% 미만으로 잘 일치하지만 y 방향의 최대전달율은 12.9%, 진동수는 19.5%로 상당히 크다. 이는 Table 1 에서 정의된 강성보다 큰 값이 적용되어야 함을 의미한다. 실제로 현 모델의 방진장치는 Fig. 2(b)와 같이 볼트에 의해서 외부와 고정되어 있고 볼트의 체결로 y 방향으로 압축을 받으면서 정적 예압이 인가된다. 실제로 Petrone 와 Lacagnina⁹ 의 연구에서 보듯이 Elastomer 의 동적 강성이 정적 예압이 증가할수록 증가한다. 이에 근거를 두고 y 방향 강성을 점차 증가시켜 조화응답해석을 한 결과 1 차 peak 점에서 진동수가 실험값에 근접하면서 최대 전달율이 커짐을 관찰할 수 있었다. y 방향 강성을 50% 증가시켜 계산된 결과를 실험결과와 비교하여 로그 스케일로 Fig. 9 에 나타내었다. 그 결과 1 차 peak 점에서 계산된 진동수는 28Hz 로 실험 결과인 28.6Hz 와 오차가 2.1%로 감소하였다. 또한 전달율은 2.73 과 3.09 로 오차가 11.6%로 감소하였다.

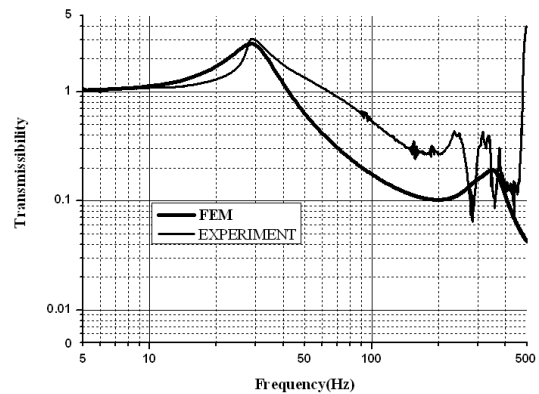


Fig. 9 Acceleration Transmissibility of Camera Module in the y-Direction by Experiment and FEM with 50% increase of stiffness

5. 결론

현 연구 모델인 짐발 구조 시스템은 발생하는 가진에 대하여 카메라 모듈부의 가속도가 감쇠되어야 안정적인 영상획득을 할 수 있다. 기준에 의하면 비행 중 발생되는 5 ~ 500Hz 의 기초 가진 가속도에서 x, y, z 방향의 1 차 고유 진동수를 30Hz 미만이고 최대 전달율이 3 이하, 2 차 이상의 고유 진동수는 200Hz 이상으로 이때의 전달율은 1 을 초과해서는 안되게 방진장치를 포함한 짐발 구조 시스템을 설계되어야 한다.

이를 위하여 베어링 및 방진장치들을 고려한 기초 가속도 가진하에 조화응답해석을 상용 유한요소해석 코드인 ANSYS 12.0 을 이용하여 카메라 모듈부의 고유 진동수와 전달율을 구했으며 해의 정확성을 검증하기 위하여 sine-sweep 진동실험을 병행하였다.

실험장비의 크기 제약으로 인하여 짐발구조 시스템 장착을 위한 치구를 제작하였으나 치구 자체의 공진과 가진 진동수가 높아짐에 따라 발생하는 노이즈(noise)으로 인하여 가진 주파수 5 ~ 500Hz 영역 전 범위 내에서 정확한 실험과 해석 결과들의 비교가 이루어지지 않았다. 그러나, 짐발 구조 시스템의 공진점이 거의 일치하고 특히 가장 중요한 1 차 peak 점에서의 진동수 및 최대 가속도 전달율이 실험과 수치해석 결과가 매우 유사하다는 것을 확인하였다.

특히 방진고무에 예압이 없는 x, z 방향의 최대 전달율은 진동수까지 포함하여 3.6%이내로 실험결

과와 해석결과가 잘 일치한다. 다만 예압이 있는 y 방향의 1 차 고유 진동수와 전달율이 실험결과와 오차를 발생시켰다. 이는 유한 요소 해석시 방진 장치인 AM004-8 BTR® Elastomer 의 강성과 감쇠비를 Lord사에서 제공한 값들을 사용하였기 때문으로 판단되며 정적 예압에 따른 방진 장치의 강성의 변화를 고려한다면 x, z 방향과 마찬가지로 y 방향의 해석결과가 실험 값에 접근함을 Fig. 9로부터 관찰할 수 있다. 그러므로, 방진을 위하여 Elastomer를 사용하는 경우 보다 정확한 해석을 위하여는 진동수와 예압에 따른 강성계수와 감쇠계수의 상관관계에 대한 많은 연구가 필요하다.

후 기

본 연구는 금오공과대학교 학술연구비에 의하여 연구된 논문입니다.

참고문헌

1. 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.
2. 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.
3. Kwon, T. K., Tani, J. and Lee, S. C., "PID Control of a Rotor System Vibration with Active Air Bearing," Proc. of KSPE Spring Conference, pp. 445-448, 2000.
4. 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, 2001.
5. Ji, Y. K. and Lee, Y. S., "Random Vibration and Harmonic Response Analyses of Upper Guide Structure Assembly to Flow Induced Loads," Journal of the Computational Structural Engineering Institute of Korea, Vol. 15, No. 1, pp. 59-68, 2002.
6. Ahn, C. W., Hong, D. K. and Kim, D. Y., "A Study on the Optimal Position Determination of Middle Supporting Points to Maximize the first Natural Frequency of a Beam," Journal of KSNVE, Vol. 11, No. 1, pp. 89-95, 2001.
7. Rao, S. S., "Mechanical vibration 3-rd edition," Addison-Wesley Publishing Company, pp. 135-188, 1995.
8. ANSYS, "Users's Manual for Revision 12.0," ANSYS Inc., 2009.
9. Petrone, F., Lacagnina, M. and Scionti, M., "Dynamic Characterization of Elastomers and Identification with Rheological Model," Journal of Sound and Vibration, Vol. 271, No. 1-2, pp. 339-363, 2004.
10. Kim, K. W., Lim, J. R. and Ahn, T. K., "Stiffness Analysis of Compressed Rubber Components for Anti-vibration," Journal of the KSPE, Vol. 16, No. 6, pp. 141-147, 1999.
11. Kim, K. W., Lim, J. R. and Ahn, T. K., "Analysis and Experiment of the Dynamic Characterization of Rubber Material for Anti-vibration under Compression," Journal of the KSNVE, Vol. 8, No. 5, pp. 141-147, 1988.
12. Lord Corporation, "Low Profile Avionics Mounts(AM Series)," www.lord.com
13. Haberman, D., "Sine-sweep test simulation in ANSYS using the large-mass and direct-displacement methods," Collaborative Solutions, Inc., 2000.
14. Lord Corporation, "Theory of Vibration/Shock Isolators," www.lord.com